


Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 А.Е. Митяев
подпись
« 28 » 06 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.03 Прикладная механика

**Определение напряжений в многопарном зацеплении зубчатых
передач с применением ANSYS**

Пояснительная записка

Руководитель


подпись, дата

ДОЦЕНТ; К.Т.Н.
должность, ученая степень

Д.Е. Груздев

Выпускник


подпись, дата

Д.В. Лиликов

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
институт
Прикладная механика
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

подпись инициалы, фамилия
«_____» _____ 20____ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

151600.62 Прикладная механика.

**Определение напряжений в многопарном зацеплении зубчатых передач
с применением ANSYS**

Руководитель _____ доцент, канд. техн. наук Д.Е. Груздев
подпись, дата

Выпускник _____ Лииков Д.В.
подпись, дата инициалы, фамилия

Красноярск 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Основные причины отказа зубчатых передач и виды их разрушений	4
Виды разрушений:.....	4
2 Многопарное зацепление зубчатых передач и их свойства	7
2.1 Технология изготовления и испытания многопарных зубчатых передач	8
2.2 Коэффициент перекрытия.....	9
2.3 Подбор чисел зубьев.....	12
3 Испытания коробок передач	13
4 Проектирование и испытание передач с многопарным зацеплением на примере тракторов	14
5 Цели и задачи	33
6 Проектный расчет планетарной передачи.....	33
6.1 Выбор марки материала для зубчатой передачи	33
6.2 Расчет допустимых контактных напряжений	34
6.3 Расчет допускаемых напряжений.....	37
7 Расчет закрытой зубчатой передачи	38
7.1 Определение межосевого расстояния.....	38
7.2 Модуль зацепления.....	39
8 Расчет зубьев элементов планетарного редуктора	40
8.1 Расчет зубьев на колесах	40
8.2 Диаметры элементов зубчатой передачи	41
9 Силы в зацеплениях для однопарного зацепления.....	43
10 Расчет геометрии многопарного зацепления	46
10.1 Диаметры элементов зубчатой передачи при многопарности	47
10.2 Силы в зацеплениях при многопарности	49
11 Модели планетарной передачи с однопарным многопарным зацеплением	51
12 Расчет контактных и изгибных напряжений в программном комплексе ANSYS	53
Однопарное зацепление.....	53
Многопарное зацепление	57
13 Вывод о проделанной работе.....	62
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	64

					БР - 15.03.03 ПЗ		
ИЗ	Лист	№ докум	Подпис	Дат			
Разраб	Лиликов Д.В.				Определение напряжений в многопарном зацеплении зубчатых передач с применением ANSYS	Лит	Лист
Провеп	Груздев Д.Е.						2
Решенз						СФУ ПИ МТ _{13-05Б}	
Н	Колотов А.В.						
Утверд	Митяев А.Е.						

РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа по теме: «Определение напряжений в многопарном зацеплении зубчатых передач с применением ANSYS». Работа содержит: 64 страниц; 54 иллюстрации; 3 таблицы; 124 формулы; 6 использованных источников.

ОДНОПАРНОСТЬ, МНОГОПАРНОСТЬ, ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА, КОНТАКТНЫЕ НАГРУЗКИ, ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК.

Цель работы:

Определить, величину контактных напряжений возникающих в многопарном зацеплении и их распределение между парами зубьев находящихся в зацеплении в процессе работы планетарной передачи.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Рассчитать геометрию планетарной передачи по заданным параметрам для однопарного и многопарного зацепления.
2. Моделирование планетарной передачи в программном комплексе. Программный комплекс SolidWork
3. Определить величину контактных напряжений для однопарного многопарного зацепления инженерным методом и методом конечных элементов в программном комплексе Ansys.

Актуальностью данной работы является определение контактных напряжений в многопарном зацеплении, и распределение между контактирующими поверхностями зубьев с целью увеличения нагрузочной способности.

Рассмотрим при помощи программного комплекса ANSYS, модуль Workbench наглядную картину поведения зубьев в зоне контакта и то, как распределяются нагрузки при однопарном зацеплении и при многопарном.

Выводы из данной работы:

Инженерным методом рассчитаны передачи с однопарным и многопарным зацеплением.

По полученным данным построены 3D модели, подтвердившие правильность расчетов.

Произведен расчет контактных напряжений в однопарном и многопарном зацеплении инженерным методом

Произведен расчет напряжений методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS Workbench,

Анализ показал, что при многопарном зацеплении увеличивается контактная выносливость, увеличивается нагрузочная способность вследствие перераспределения нагрузки между зубьями.

ВВЕДЕНИЕ

В данной работе будут производиться инженерный и программный расчеты контактных и изгибных напряжений для многопарного и однопарного зацепления. Целью данной работы будет показать точную картину распределения нагрузок в однопарном и многопарном зацеплении. Расчет будет производиться на примере планетарной передачи типа 2К-Н. Расчеты геометрии и контактных напряжений инженерным и программным методом представлены в главах с 6-12. Моделирование передачи будет производиться в программном комплексе SolidWorks. Расчет будет производиться в программе ANSYS, модуль Workbench.

1 Основные причины отказа зубчатых передач и виды их разрушений

- 1) Нарушение условий эксплуатации:
 - а) Недопустимый режим нагрузки
 - б) Отсутствие смазки.
 - в) Абразивный износ
- 2) Неточное определение параметров
 - а) Геометрия зацепления
 - б) Режим нагрузки
 - в) Выбор материала
 - г) Термообработка
- 3) Погрешности изготовления и сборки:
 - а) Некачественная техдокументация
 - б) Низкая технологическая дисциплина

Виды разрушений:

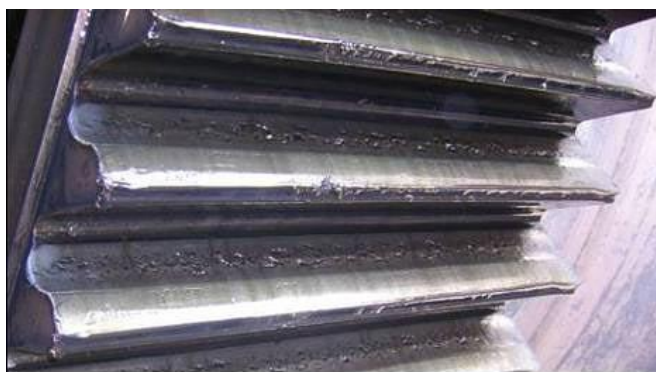


а)

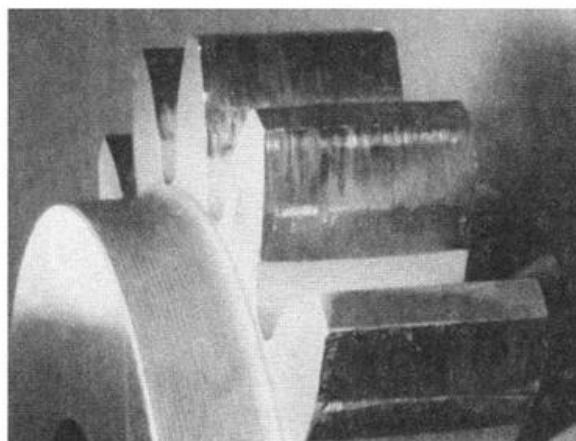
Рисунок 1.1. – Виды повреждений поверхности зубьев а) Излом зубьев



б)



в)



г)

Рисунок 1.1. – Виды повреждений поверхности зубьев: б) Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев; в) Изнашивание зубьев; г) Заедание зубьев.

а) Излом зубьев. Различают два вида излома зубьев. Излом от больших перегрузок, а иногда от перекоса валов и неравномерной нагрузки по ширине зубчатого венца и усталостный излом, происходящий от длительного

действия переменных напряжений изгиба σ_F , вызывающих усталость материала зубьев. Усталостные трещины образуются, чаще всего, у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают напряжения растяжения. Для предупреждения усталостного излома применяют: колёса с положительным смещением при нарезании зубьев; термообработку; дробеструйный наклёп; жёсткие валы, увеличивают модуль и др.

б) Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.

Основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при смазке. Возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений, вызывающих усталость материала зубьев. Выкрашивание начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластичному течению материала и образованию микротрещин на поверхности зубьев. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины зубьев при зацеплении. Повторяясь, это действие приводит к откалыванию частиц металла на поверхности зубьев и к образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины. При выкрашивании нарушается условия образования сплошной масляной плёнки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности. Для предупреждения усталостного выкрашивания повышают твёрдость поверхности зубьев и степень их точности.

в) Изнашивание зубьев. Основной вид разрушения зубьев открытых передач, а также закрытых, но недостаточно защищённых от загрязнения абразивными частицами (пыль, песчинки, продукты износа и т.п.). Такие передачи встречаются в сельскохозяйственных, транспортных, грузоподъёмных машинах и т.п. По мере изнашивания первоначальный эвольвентный профиль зубьев искажается, увеличиваются зазоры в зацеплении, возникают динамические нагрузки и повышенный шум. Прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения, что может привести к излому зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости зубьев, защита от загрязнения.

г) Заедание зубьев чаще всего происходит в высокоскоростных быстроходных передачах. В месте контакта зубьев развиваются высокие давления и температура, масляная плёнка разрывается и появляется металлический контакт. Здесь происходит эффект похожий на сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают поверхности других зубьев, оставляя на них широкие и глубокие борозды в направлении скольжения. Для предупреждения заедания повышают твёрдость рабочих поверхностей зубьев, применяют противозадирочные масла и другие меры, что и против изнашивания.

Контактная прочность зубьев зависит от материала колес и габаритных размеров передачи.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Повышение надежности и качества зубчатых передач традиционными средствами за счет увеличения размеров, применения высокопрочных материалов, точности изготовления, поверхностного упрочнения, путем повышения сопротивляемости зубьев воздействиям внешней среды является малоэффективным, так как требует значительных материальных затрат и не всегда приводит к желаемым результатам.[1]

Для того что бы решить проблему с перераспределением нагрузки на зубья необходимо снизить нагрузку на поверхность зубьев для этого создано многопарное зацепление. За счет большего коэффициента перекрытия, нагрузка на зубья значительно уменьшается. И вероятность повреждений и излома зубьев снижается.

2 Многопарное зацепление зубчатых передач и их свойства

Многопарной называется зубчатая передача, если в постоянном зацеплении находится более одной пары зубьев. У таких передач длина активной линии зацепления AD больше двух шагов зацепления AB , коэффициент торцевого перекрытия, характеризующий отношение AD к AB определяющая парность зацепления, должна быть более двух. Из-за одновременного контакта двух и более пар зубьев, пересопряжение зубьев плавное, нагрузка на зубья в многопарной передаче меньше, чем при однопарном зацеплении. В многопарном контакте зубьев повышается несущая способность и износостойкость передачи, уменьшаются виброактивность и шумность. Благодаря этому повышается прочность и ресурс передач, уменьшаются габариты и масса, возможно использование менее прочных и виброактивных материалов и расширить возможности проектирования зубчатых передач с оптимальными технико-экономическими показателями и свойствами для конкретного применения. [1]

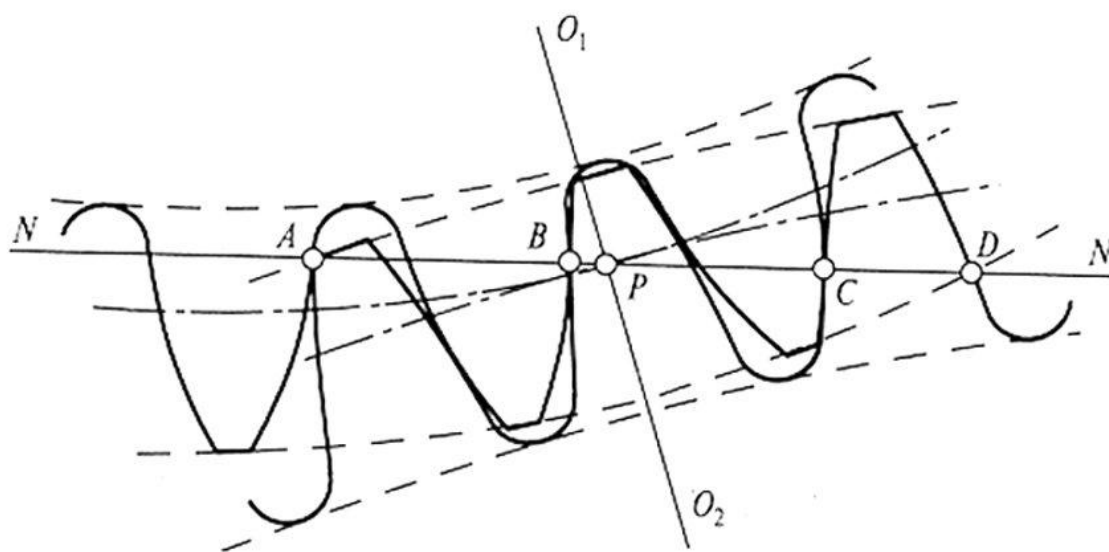


Рисунок 2.1. – Схема многопарного контакта зубьев

2.1 Технология изготовления и испытания многопарных зубчатых передач

Передачи с многопарным зацеплением производится на основе традиционной зубообработки, применение нового станочного оборудования не требуется. Для серийного изготовления таких зубчатых передач требуется только новый зуборезный инструмент с нестандартной геометрией. Профилирование нового зуборезного инструмента, например, червячных фрез осуществляется по традиционной технологии. По сложности и стоимости изготовления такой инструмент не отличается от стандартного. Для единичного или малосерийного производства изготовление зубчатых колес многопарных передач осуществляют без предварительного фрезерования зубьев путем одного чернового и чистового шлифования зубьев на непрорезанной заготовке. Для этой цели можно использовать станки типа 5841 (рисунок 2.2.), работающие коническим кругом по методу обката с единичным делением. Переналадка станков заключается в правке шлифовальных кругов на требуемый угол профиля производящего контура или профилируется шлифовальный круг. В такой технологии потребность в новом зубофрейзерном инструменте при изготовлении многопарных передач отсутствует, а эффективность производства повышаются.

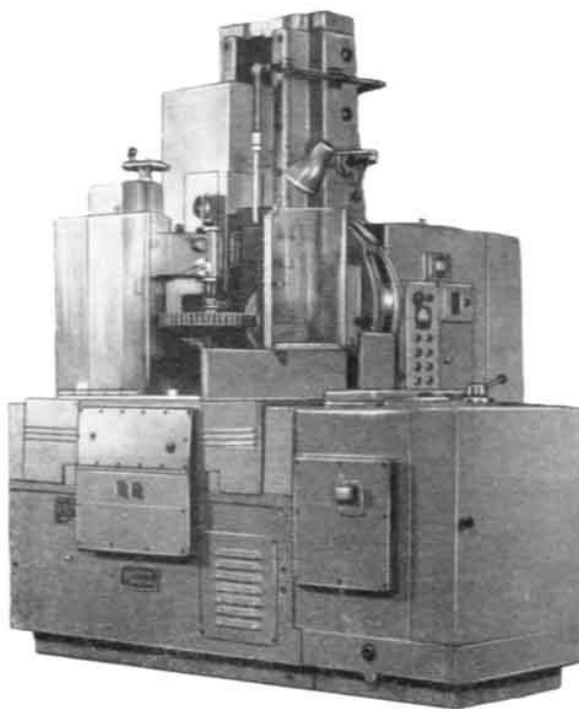


Рисунок 2.2. – Полуавтоматический зубошлифовальный станок 5841

Что бы минимизировать влияния на качество передач погрешностей номинальное значение коэффициента ε_α у передач с многопарным контактом должно быть не менее 2,2.. В противном случае преимущества многопарного зацепления могут быть не реализованы.

Так же, важно контролировать внешние диаметры зубчатых пар до и после термообработки, так как эти диаметры ограничивают длину активной линии зацепления.

По этой причине внешние диаметры цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления определяются без учета смещения в передаче, это увеличивает диаметр колес и, активную длину линии зацепления. Увеличение радиального зазора в многопарной передаче можно осуществить путем увеличения коэффициента радиального зазора λ^* . Вместо применения разных модификаций головок зубьев, в частности, в виде фасок для предохранения зубьев от забоин могут использоваться защитные серы, защитные покрытия в виде консистентных смазок.

Приведенные рекомендации являются общими и справедливыми для широкого диапазона чисел зубьев и модулей колес. Вместе с тем для передач с модулем от 8 мм и выше данные рекомендации нуждаются в уточнении, учитывая нелинейную зависимость между размерами передач и точностью их изготовления. Компьютерное моделирование условий формирования многопарного зацепления показало, что при существующем уровне качества изготовления для обеспечения многопарного контакта в крупномодульной передаче необходимо, чтобы номинальное значение коэффициентов перекрытия ε_α было не менее 2,3 – 2,35. Это возможно, если при указанных выше значениях параметров исходного контура проектировать передачи с прямыми или с малыми углами наклона зубьями. Для стабильного обеспечения точности изготовления таких передач необходимо ужесточить допуски на основные размеры, в частности, на межосевые расстояния в корпусных деталях и внешние диаметры колес. Технологически это обеспечивается, учитывая малую серийность производства крупномодульных передач, применением современных многооперационных станков с ЧПУ типа обрабатывающий центр и термообработкой зубчатых колес в закалочных штампах

2.2 Коэффициент перекрытия

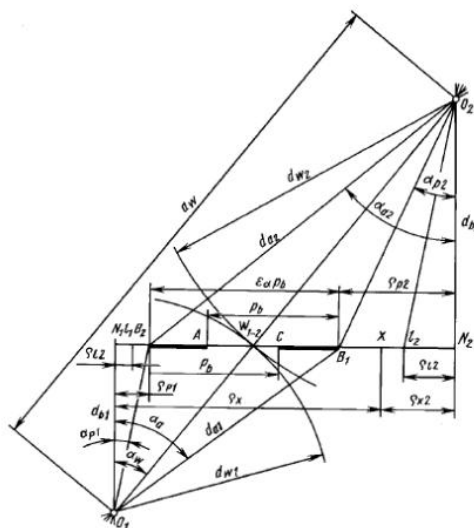
Если угол зацепления a_w – фундамент схемы или здания зацепления, то коэффициент перекрытия ε_α – параметр, наполняющий это здание шумом. Чем больше коэффициент перекрытия ε_α , тем при прочих равных условиях меньше шум у работающей зубчатой передачи. Э. Бакингом, известный английский ученый, назвал этот шум музыкой зубчатой передачи.

Коэффициент перекрытия ε_α , или коэффициент продолжительности зацепления, показывают число одновременно находящихся в зацеплении, показывает число одновременно находящихся в зацеплении-контакте пар зубцов. Например, если $\varepsilon_\alpha=1,0$ то одновременно в зацеплении-контакте находится одна пары, если $\varepsilon_\alpha=2,0$, то две пары если $\varepsilon_\alpha=3,0$, то три пары и т.д. Если $\varepsilon_\alpha=1,5$? Это означает, что часть времени, а это время равно 50% от общего времени, находящегося в зацеплении-контакте пары зубцов, эта пара

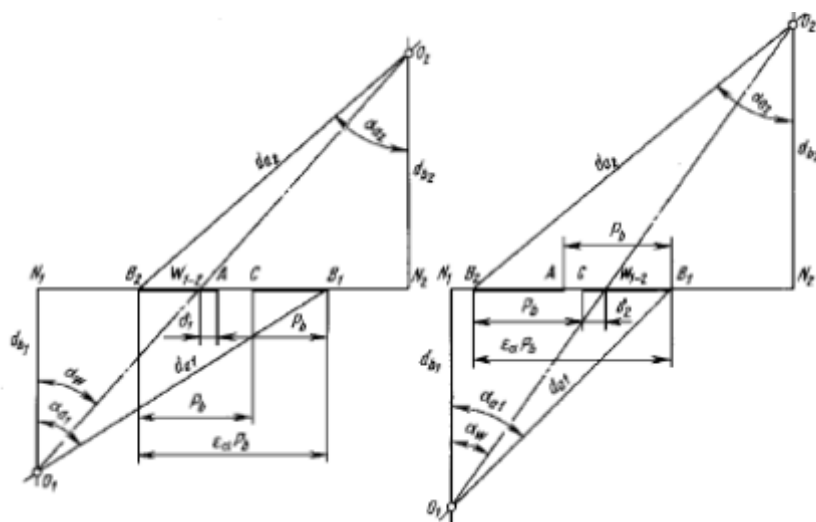
одна в зацеплении-контакте, а вторые 50% времени их уже две. Или по-другому. Если B_1, B_2 – активная часть линии зацепления (рис 2.3., а), которую можно назвать продолжительностью зацепления, то целая часть коэффициента перекрытия ε_α указывает на постоянное число пар зубцов, находящихся в зацеплении-контакте, а десятичные части коэффициента показывает продолжительность зацепления пар зубцов, превышающих целую часть коэффициента перекрытия. Таким образом, если, например, $\varepsilon_\alpha = 2,15$, то в зацеплении-контакте всегда находится две пары зубцов, а продолжительность контакта трех пар зубцов составляет 0,15 продолжительности зацепления.

Если p_b – шаг по основной окружности, то у правильно работающей передачи $p_b < B_1, B_2$, или теоретически, в крайнем случае $p_b = B_1, B_2$; в общем виде $B_1, B_2 / p_b = \varepsilon_\alpha \geq 1,0$.

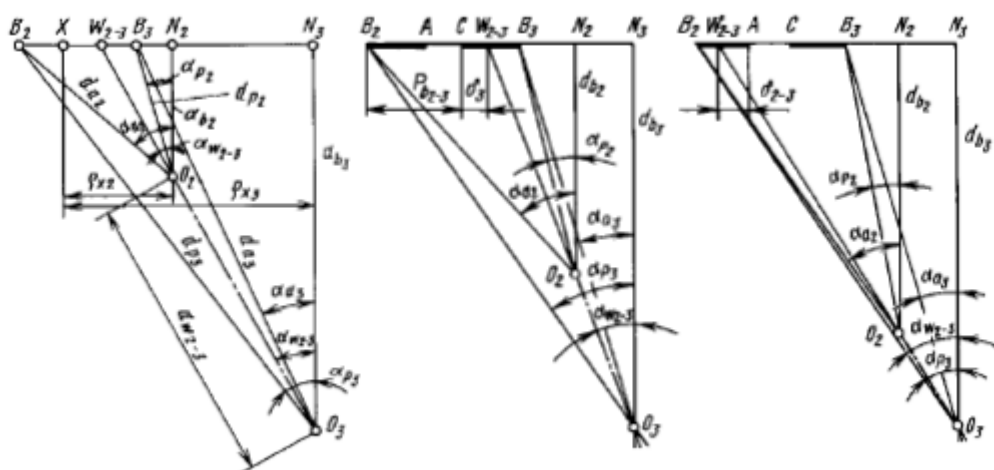
В теории зацепления рассматриваются идеальные зубчатые передачи, у которых не принимаются во внимание погрешности изготовления Δ_0 и деформации сопряженных зубцов δ . Если $\delta > \Delta_0$, то передача «точная под нагрузкой», в зацеплении имеет место контакт профилей и фактический коэффициент перекрытия за счет деформации зубцов превышает теоретический, т.е. $\varepsilon_\alpha^\phi > \varepsilon_\alpha$. Если $\delta < \Delta_0$, то передача «неточная под нагрузкой» и силовой контакт профилей в зацеплении отсутствует. В этом смысле наступает неопределенность положения профилей на линии зацепления, при которой за счет больших погрешностей и малой деформации зубцов теоретический коэффициент перекрытия ε_α не реализуется и всегда равен единице (а может быть и меньше). Таким образом, коэффициент перекрытия ε_α – теоретический коэффициент или один из параметров геометрического расчета, который должен уточняться при расчете на прочность с учетом загруженности и точности изготовления зубчатой передачи.



а)



б), в)



г), д), е)

Рисунок 2.3. – Схемы зацепления во внешнем (а, б, в) и во внутреннем (г, д, е) зацеплениях

Непосредственно из схемы зацепления (см. рис. 2.3., а) следует, что коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = B_1 B_2 / p_b$ равен

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} [tg\alpha_{a1} + utg\alpha_{a2} - (1+u)tg\alpha_{aW}]$$

Если у сопряженных колес z_1 и z_2 заостренные зубцы ($m_{a1.2}=0$) в результате $\alpha_{a1.2} \rightarrow \vartheta_{1.2}$ то при $\alpha_W = const$ коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha^{m_{a1.2}=0}$ достигает наибольшего значения

Запишем формулу с учетом $inv\vartheta_{1.2} = tg\vartheta_{1.2} - \vartheta_{1.2}$ получим коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\alpha^{m_{a1.2}=0} = \frac{1}{2} + \frac{z_1}{2\pi} [\vartheta_1 + \vartheta_2 - (1+u)\alpha_W]$$

Если сопоставляются передачи с числом зубцов z_1 и z_2 одинаковыми углами зацепления α_W , то $\varepsilon_\alpha^{m_{a1.2}=0} > \varepsilon_\alpha$ за счет возрастания продолжительности зацепления благодаря увеличению диаметров окружности вершин сопрягающихся колес. Т.о., если при прочих равных условиях необходимо увеличить коэффициент перекрытия ε_α , то следует увеличить диаметры окружностей вершин $d_{a1.2}$. Однако при этом возрастут углы профиля $\alpha_{a1.2}$, что приведет к уменьшению $m_{a1.2}$, а значит, толщины зубцов $S_{a1.2}$. А если такое решение невозможно, то надо пойти по другому пути, например, применяя несимметричные профили зубцов.[2]

2.3 Подбор чисел зубьев

При подборе зубьев планетарных передач следует учитывать, что одно и то же или близкие значения передаточных отношений могут быть получены при различных числах зубьев. Выбор чисел зубьев осуществляется с учетом требований к изгибной прочности зубьев. Если нагрузочная способность лимитируется прочностью рабочих поверхностей зубьев, то целесообразно выбирать по возможности большие числа зубьев. В передачах кратковременного действия при небольших скоростях для зубчатых колес с высокими твердостями рабочих поверхностей и, особенно при реверсивной нагрузке, во многих случаях несущая способность лимитируется изгибной прочностью зубьев. В таких передачах для снижения размеров и массы передачи целесообразно применять, возможно, меньшие числа зубьев.

Числа зубьев сцепляющихся колес быстроходных передач не должны иметь общих множителей. Не рекомендуется также, чтобы z_a и z_b были кратными n_ω .

Передачи $2k - h$, выполненные по схеме A . Число зубьев колес по заданному передаточному отношению $\rightarrow i_{ab}^h = p$ в зависимости от числа сателлитов n_ω для передачи A , определяется следующим образом.

Задаются числом зубьев на колесе a и вычисляют $z_b = pz_a$ с учетом условия. При этом фактическая величина p может несколько отличаться от заданной. Из условия соосности для передачи A находится число зубьев на сателлите $z_g = 0,5(z_b - z_a) + \mathcal{J}$. При $\mathcal{J} = 0$ имеем $x_b - x_g = x_a + x_g$. При значении $\mathcal{J} = -1$ без увеличения диаметральных габаритов передачи можно улучшить условия работы зацепления в передаче $a \cdot g$. При этом $\mathcal{J} = \pm 0,5$ расширяется число возможных вариантов передаточных отношений благодаря тому, что разность $z_b - z_a$ может быть нечетной. Встречаются рекомендации по назначению $\mathcal{J} = +1$. [2]

3 Испытания коробок передач

Стендовые испытания опытных многопарных зубчатых передач, например, для коробок перемены передач автомобилей «Газель», произведенные на ОАО «Газ» совместно с ОАО «НИИ-Тавтопром», показали что многопарные передачи по сравнению с однотипными серийными однопарными передачами имеют более высокие показатели по прочности и шуму. Иллюстрацией (3.1.) высокой прочности многопарных передач может служить тот факт, что при испытаниях на статическую прочность зубья шестерен на 5-й передаче не были доведены до разрушения из-за поломок промежуточного вала (a) и корпуса (b), которые при испытаниях серийных передач никогда не ломались. На основе результатов испытаний и компьютерного моделирования можно прогнозировать следующие основные технико-экономические показатели для эвольвентных цилиндрических передач с внешним двухпарным зацеплением: повышение несущей способности в 1,4 – 1,8 раза; уменьшение шумности на 2-5 дБ; уменьшение массы и габаритов, а также стоимости изготовления на 10 – 15%.

Более высокие технико-экономические показатели многопарных передач можно прогнозировать путем параметрической оптимизации геометрии многопарного контакта по критериям прочности, ресурса, шума, вибрации и габаритов.



а)



б)

Рисунок 3.1. – Иллюстрация высокой прочности многопарного зацепления на примере: а) промежуточного вала; б) корпуса

4 Проектирование и испытание передач с многопарным зацеплением на примере тракторов

Представление о несущей способности эвольвентных зубчатых передач долгое время ограничивалось исследованиями передач, в основу которых положен стандартный исходный контур по ГОСТ 13755–81. Как известно, исходный контур определяет конфигурацию зубьев и тем самым устанавливает номинальный уровень несущей способности зубчатой передачи. Применяемые в настоящее время зубчатые зацепления со стандартным исходным контуром не позволяют без увеличения габаритов передачи повысить прочностные и качественные показатели, снизить уровень шума. Применение передач с нестандартным профилем зуба выявило недостаточность известных методик по расчету напряжений в зубьях. Существующие теоретические методы расчета зубчатых передач связаны с трудностями построения отображающих функций (метод конформного отображения) или требуют дополнительных исследований сходимости на различных топологических множествах (метод конечных элементов). Экспериментальные исследования являются заключительным этапом проверки приемлемого теоретического варианта и не обладают достаточной обобщенностью. В связи с этим повышение нагрузочной

способности зубчатых передач в большинстве случаев осуществляется за счет увеличения их габаритов.

Расчет напряжений в зубьях при изгибе для цилиндрических зубчатых передач выполнен в рамках плоской задачи теории упругости посредством метода граничных элементов, называемого также методом граничных интегральных уравнений. Метод состоит в сведении краевой задачи для дифференциальных уравнений теории упругости, с учетом граничных условий к интегральному уравнению по границе области. Вместо функций, заданных в двумерной области, вводят функции, заданные на контуре, что позволяет понизить размерность задачи на единицу, выиграв в подготовке исходной информации, объеме используемой памяти и времени вычислений.

Интегральное уравнение Фредгольма второго рода плоской задачи теории упругости имеет вид:

$$\begin{aligned} \Phi(t_0) - \frac{1}{\pi i} \int_L A(t, t_0) \operatorname{Re} \frac{\Phi(t) dt}{t - t_0} &= \frac{1}{2} p(t_0) + \frac{1}{2\pi i} \frac{d\bar{t}_0}{dt_0} \int_L \frac{p(t) dt}{\bar{t} - \bar{t}_0}, \\ A(t, t_0) &= 1 - \frac{d\bar{t}_0}{dt_0} \frac{t - t_0}{\bar{t} - \bar{t}_0}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

где $t = x + iy$, $\bar{t} = x - iy$ – комплексные и комплексно-сопряженные координаты точек граничной кривой; $dt = ie^{i\beta} ds$, $d\bar{t} = -ie^{-i\beta} ds$ – дифференциалы переменных t и \bar{t} соответственно (β – угол наклона нормали в точке t по отношению к оси x , ds – дифференциал длины кривой); t_0 – выделенная (нулевая) точка интегрального уравнения.

В целом интегральное уравнение представляет собой бесконечную систему равенств с каждой точкой контура области в качестве нулевой. Искомая функция $\Phi(t)$ в действительной части $\operatorname{Re} \Phi(t) = 1/4\sigma$ представляет собой сумму напряжения растяжения-сжатия σ_s у поверхности и нормальной составляющей p_n внешней нагрузки (которая относится к исходным данным).

В расчетной схеме (Рисунок. 4.1) использована двумерная модель в виде зуба, выступающего на полуплоскости под действием сосредоточенной силы.

Интеграл берется по границе L области. Замена интеграла конечной суммой по квадратурной формуле Гаусса сводит интегральное уравнение к системе линейных алгебраических уравнений. В правой части формулы (4.1) представлена внешняя нагрузка на границе области $p(t) = p_n + ip_s$, где p_s и p_n – нормальные и касательные внешние напряжения.

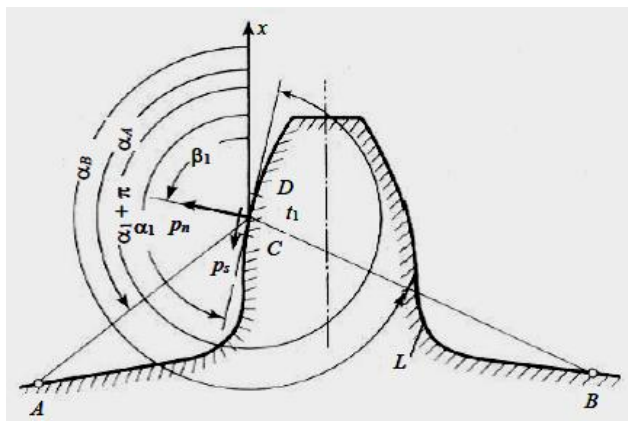


Рисунок 4.1. – Расчетная схема

В нулевой точке подынтегральная функция левой части уравнения (4.1) содержит неопределенность. Ее раскрытие, выполненное с использованием правила Лопиталя, приводит к конечному результату

$$\lim_{t \rightarrow t_0} A(t, t_0) \operatorname{Re} \frac{\Phi(t) dt}{t - t_0} = -ik_0 ds \operatorname{Re} \Phi(t_0) \quad (4.2)$$

где $k_0 = d\beta/ds$ – кривизна в нулевой точке.

Таким образом, левая часть (4.2) не содержит особенности в нулевой точке, и уравнение является регулярным, т. е. интегральным уравнением Фредгольма второго рода. Решение последнего уравнения непосредственно определяет напряжение у поверхности зуба.

Развитие метода граничных элементов и создание комплекса программ позволили определить напряжения при изгибе зубьев различных исходных контуров (нестандартного симметричного, несимметричного и др.). Выбранное количество и размещение узловых точек на контуре зуба обеспечивают точность определения максимального напряжения в пределах одного процента, что существенно выше, чем можно получить методом конечных элементов.

Основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе приняты по стандартным методикам ГОСТ 21354–87, ISO 6336–2006 с учетом новых значений коэффициентов, учитывающих многопарное зацепление.

В расчетной практике для зубьев колес, подверженных воздействию знакопеременных напряжений, используется коэффициент асимметрии цикла $R = \sigma_c/\sigma_p$, равный отношению максимальных напряжений на сжатой и растянутой переходных поверхностях зуба.

Относительный градиент первого главного напряжения \bar{G} применяется для определения пределов выносливости материала зубчатых колес. Метод конечных элементов в данном случае неэффективен, так как фиксированная степень аппроксимации напряжений в конечных элементах не позволяет с

необходимой точностью вычислить значения производных от напряжений даже при сильном измельчении сетки к границе поверхности.

Определение методом граничных элементов зависимостей коэффициента формы и концентрации напряжений Y_{FS} , а также R и \bar{G} от числа зубьев и коэффициентов смещения выполнено для стандартного исходного контура и для контуров с профильными углами: $\alpha = 14^\circ 30' (17^\circ 30', 20^\circ, 25^\circ, 28^\circ)$ при коэффициенте высоты головки зуба $h_\alpha^* = 1,0$; $\alpha = 28^\circ$ при $h_\alpha^* = 0,90$ и $\alpha = 20^\circ$ при $h_\alpha^* = 1,25$. Полученные зависимости способствуют обоснованному выбору геометрии зацепления, уточняют и дополняют сведения о напряженном состоянии цилиндрических прямозубых колес при изгибе.

На рисунке 4.2 представлены графики Y_{FS} , полученные методом граничных элементов и методом конформного отображения (ГОСТ 21354–87) при угле профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициенте высоты головки зуба $h_\alpha^* = 1,00$; коэффициенте радиального зазора $c^* = 0,25$ и коэффициенте радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,38$. (Вопрос по нагрузке) – показывает ли эта схема достаточно точные значения.

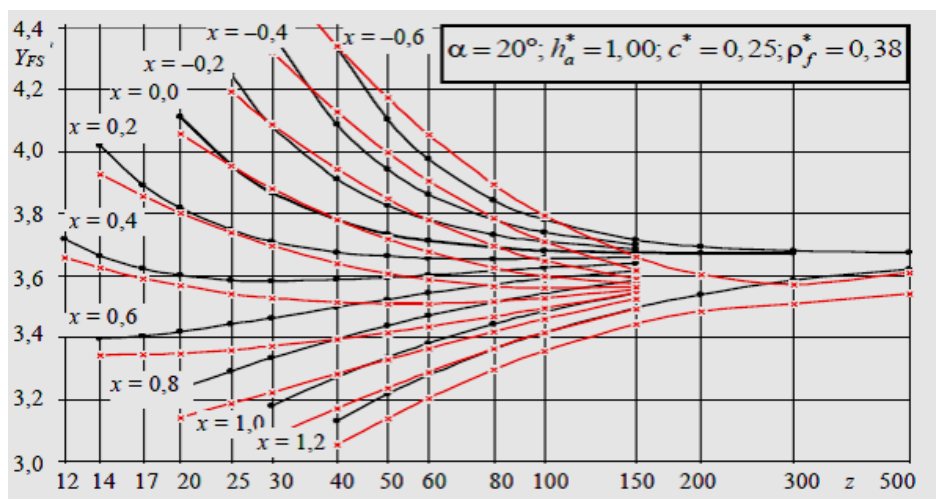


Рисунок 4.2. – Зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} от числа зубьев z и коэффициента смещения x : Черный – методы граничных элементов; Красный – методы конформного отображения

На рисунке 4.3. показаны графики Y_{FS} для колес с параметрами различных исходных контуров, которые позволяют выполнить сравнительный анализ напряженного состояния зубьев, нарезанных фрезами с различными исходными контурами.

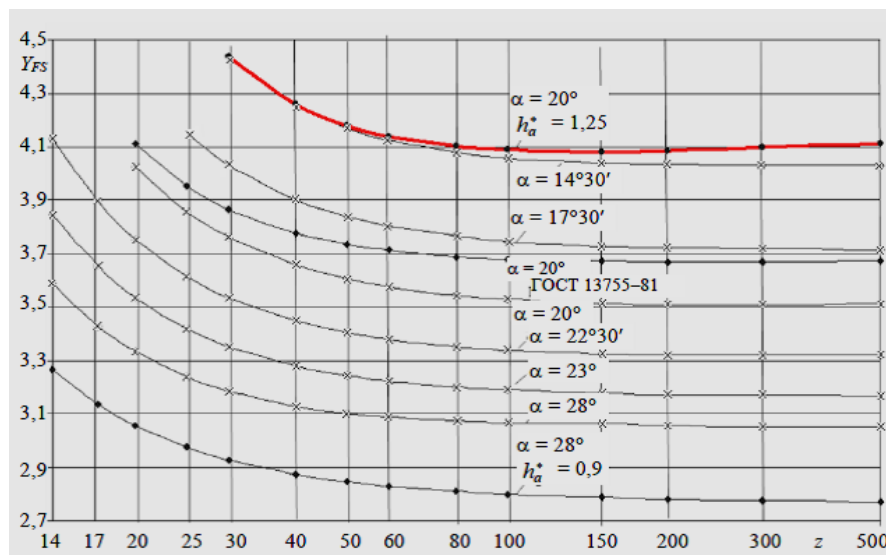


Рисунок 4.3. – Зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} от угла профиля исходного контура α , коэффициента высоты головки h_{α}^* и числа зубьев z при коэффициенте смещения $x = 0$

Посредством полиномиальной аппроксимации получены зависимости коэффициента Y_{FS} для зубчатых колес различных исходных контуров (табл. 1), которые включены в программный комплекс расчета и автоматизированного проектирования трансмиссий. Погрешность аппроксимирующих зависимостей табл. 1 не превышает 5 %.

Таблица 1. – Аппроксимирующие зависимости Y_{FS} колес различных исходных контуров

№ п/п	α	h_{α}^*	c^*	ρ_f^*	Y_{FS}
1	14°30'	1,00	0,408	0,544	$Y_{FS}=3,96+11,89/z-27,47x/z-0,015x^2$
2	17°30'	1,00	0,345	0,493	$Y_{FS}=3,62+13,12/z-27,38x/z-0,028x^2$
3	20°	1,00	0,250	0,380	$Y_{FS}=3,57+10,46/z-23,36x/z-0,038x^2$
4	20°	1,25	0,230	0,352	$Y_{FS}=3,91+15,89/z-30,69x/z-0,29x^2$
5	25°	1,00	0,203	0,352	$Y_{FS}=3,08+9,85/z-20,76x/z-0,049x^2$
6	28°	0,90	0,184	0,347	$Y_{FS}=2,70+8,32/z-19,19x/z-0,063x^2$

Для получения зубчатых передач с коэффициентом торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha} > 2$ требуются зацепление с меньшими углами и модулями и/или большей высотой зубьев, а также изготовление зубчатых колес с более высокой точностью. Реализация двухпарного зацепления в передаче возможна в том случае, если погрешность изготовления колес будет меньше упругой деформации зубьев. Поскольку передаваемая нагрузка разделяется

на два зуба, повышаются нагрузочная способность и плавность работы зацепления, снижается уровень шума.

Синтез передач осуществлялся выбором рациональных параметров зацепления прямозубых колес: меньшим модулем, большей высотой зуба (при отсутствии подрезания ножки зуба, интерференции и заострения вершины) и удовлетворением требованиям прочностной выносливости. Коэффициенты смещения шестерни и колеса подобраны с учетом выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев. Параметры скругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений, т. е. с полностью скругленной впадиной.

Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет высотно-профильной модификации зубьев с параметрами исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты головки зуба $h_\alpha^* = 1,250$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,230$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$.

Особенности многопарного зацепления учтены через коэффициент формы зуба, концентрации напряжений Y_{FS} и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев KH_α и KF_α . В цилиндрических передачах с коэффициентом торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha < 2$ нагрузочная способность в большинстве случаев определяется зоной однопарного контакта, и на одну пару передается 100 % нагрузки. В передачах с $\varepsilon_\alpha > 2$ передаваемая нагрузка распределяется попеременно между двумя и тремя парами зубьев, находящихся в зацеплении. Нагрузка на одну пару составляет в зависимости от жесткости зацепления приблизительно 63% от общей передаваемой нагрузки.

Выполнены детальные исследования в области виброакустической активности силовой передачи трактора, в ходе которых установлено, как влияют на виброактивность зубьев следующие геометрокинематические параметры: коэффициент перекрытия, положение линии и полюса зацепления, угол зацепления, число зубьев колес и закон изменения нормальной силы при пересопряжении зубьев.

Предложенные качественные показатели виброактивности зацепления, характеризуя периодические возмущающие силы и вращающий момент, зависят от: геометрии зацепления, закона распределения сил при многопарном контакте зубьев, коэффициента трения между зубьями. Следовательно, уже на этапе геометрического синтеза передачи стало возможным оценить и получить минимально возможную виброактивность, обусловленную трением зубьев.

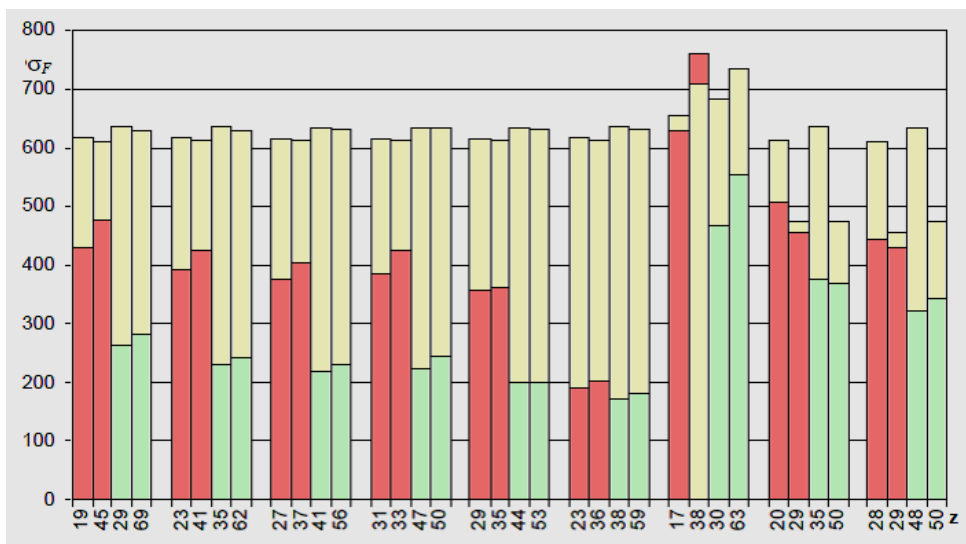


Рисунок 4.4. – Максимальные изгибные напряжения в зубчатых парах серийной $\varepsilon_\alpha < 2$ и опытной $\varepsilon_\alpha > 2$ коробки передач трактора: (красный) – расчетные изгибные напряжения зубчатых пар с $\varepsilon_\alpha < 2$; (зеленый) – то же с $\varepsilon_\alpha > 2$; (желтый) – допускаемые изгибные напряжения

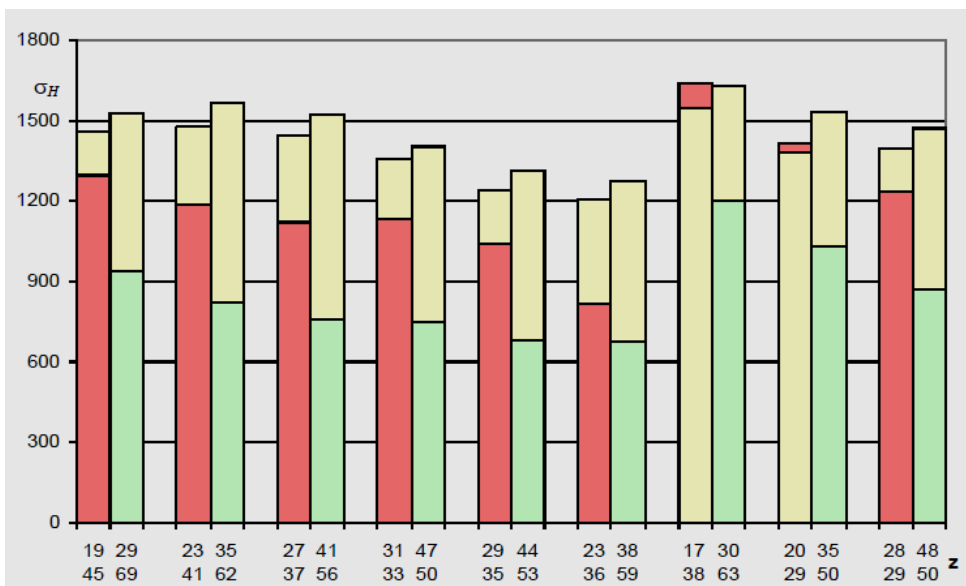


Рисунок 4.5. – Контактные напряжения в полюсах зацепления зубчатых пар серийной $\varepsilon_\alpha < 2$ и опытной $\varepsilon_\alpha > 2$ коробки передач трактора: (красный) – расчетные контактные напряжения зубчатых пар с $\varepsilon_\alpha < 2$; (зеленый) – то же с $\varepsilon_\alpha > 2$; (желтый) – допускаемые контактные напряжения

Для определения и подтверждения работоспособности изготовленных передач были проведены ускоренные стендовые испытания опытных трансмиссий и полевые испытания трактора «Беларус-1523».

Зубчатые колеса изготовлены из стали 15ХГН2ТА, цементованы и закалены до твердости поверхности зубьев 59–65 HRC, сердцевины – 29–45 HRC, точность обработки по ГОСТ 1643–81 соответствовала степени 7-6-6 Сс (шлифование), точность серийных пар – 8 Сс (шевингование).

Изготовление зубчатых колес с увеличенной высотой зуба осуществляли специальными фрезами с углом исходного контура $\alpha_0 = 15^\circ$.

Полный комплект (17 пар) зубчатых колес с гарантированным двухпарным зацеплением был установлен в серийно выпускаемый корпус коробки передач трактора «Беларус-1523». Колесный трактор общего назначения, обеспечивающий работу машин в качестве энергетического базового средства, предназначен для возделывания и уборки пропашных и посева зерновых культур, уборки соломы и трав, транспортных работ, внесения удобрений и опрыскивания полей, сплошной культивации, боронования, пахотных работ. Механическая ступенчатая коробка передач обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода. Серийная коробка передач состоит из шести пар прямозубых колес, одной косозубой пары с модулем $m = 4,5$ мм и четырех прямозубых пар колес с $m = 4,5$ мм. Прямозубые передачи имеют коэффициент торцового перекрытия в пределах $\varepsilon_\alpha = 1,3 \dots 1,6$; косозубая пара – суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,9$. Это значит, что при $\varepsilon_\alpha = 1,5$ одна пара зубьев на протяжении шага 50% времени работает самостоятельно и 50% времени передает нагрузку совместно с другой парой зубьев.

Испытания трансмиссий на стендах, выполненных по схеме «с поглощением мощности», проводили на режимах нагружения, эквивалентных 10000 ч работы в эксплуатации (требуемый ресурс). Отмечена более плавная по сравнению с серийными зубчатыми передачами работа опытных зацеплений. Уровень шума на максимальных режимах нагружения был на 4–5 дБА меньше, чем в серийной трансмиссии. Замеры производили в одноименных точках корпусов серийной и опытной трансмиссий.

Для получения более полной информации были проведены испытания на стенде инерционного типа с воспроизведением нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30000 циклов включений (рис. 4.6), которые подтвердили работоспособность прямозубых цилиндрических колес с многопарным зацеплением для силовых передач тракторов.

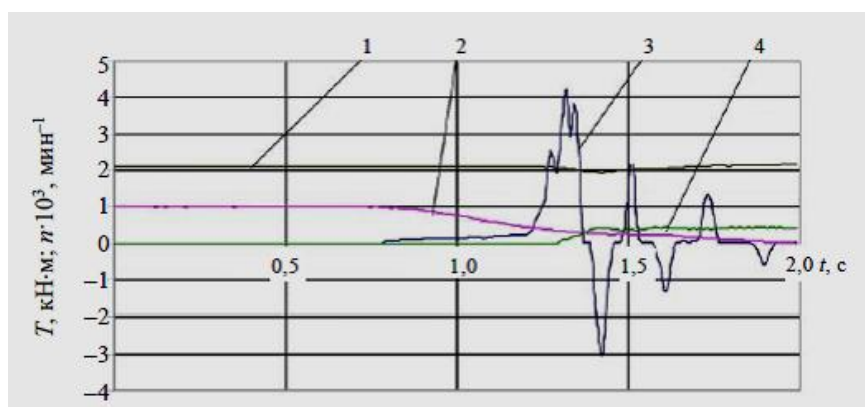


Рисунок 4.6. – Процесс включения муфты сцепления с опытной коробкой передач на стенде: 1, 4 – частота вращения вала балансирной машины и вала инерционных масс соответственно, $n \cdot 10^3$, мин⁻¹; 2 – ход рычага управления муфтой сцепления L_p ; 3 – вращающий момент на валу инерционных масс T , кН· м; t – время, с.

Наработка трактора в эксплуатации за период наблюдения составила 4282 ч, из них 1520 ч трактор использовали на выполнении энергоемкой работы (пахота с четырехкорпусным оборотным навесным плугом). Карты обмеров (эвольвентограммы) шестерен коробки передач после работы в течение 5000 ч показали возможность ее дальнейшей эксплуатации.

На рисунке. 4.7. изображены фрагменты узла передач серийной (a , $\varepsilon_{\alpha} < 2$) и опытной (b , $\varepsilon_{\alpha} > 2$) коробок передач.



a)



б)

Рисунок 4.7. – Фрагменты узла передач серийной ($\varepsilon_{\alpha} < 2$) и опытной ($\varepsilon_{\alpha} > 2$) коробок передач

Выводы:

1. Для определения напряженного состояния зубьев разработан метод граничных элементов, заключающийся в решении плоской задачи теории упругости при помощи интегрального уравнения Фредгольма второго рода. Преимуществом метода является снижение размерности задачи, существенное уменьшение объема исходных данных и повышение точности определения напряжений в местах их концентрации.

2. Методом граничных элементов получены зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} , асимметрии цикла R и относительного градиента напряжений \bar{G}_1 для стандартного исходного контура ($\alpha = 20^\circ$) и для контуров с профильными углами α в диапазоне $14^\circ 30' - 28^\circ$, которые позволяют выполнить сравнительный анализ напряженного состояния зубьев, изготовленных различными исходными контурами, и таким образом расширить область применения передач.

3. Разработан универсальный программно-методический комплекс для автоматизации проектирования зубчатых передач. На основе полученной методики выполнены анализ и синтез зубчатых передач многопарного зацепления коробки передач трактора «Беларус- 1523».

4. Установлено, что рациональными параметрами исходного контура, обеспечивающего многопарность зацепления, являются: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки зуба $h_\alpha^* = 1,250$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,230$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$. В зубчатых парах, выполненных указанным исходным контуром, обеспечено снижение напряжений: изгибных – на 27–45%, контактных – на 29–35 % по сравнению с серийными.

5. Результаты экспериментальных исследований коробки передач с многопарным зацеплением шестерен на стенде, выполненном по схеме «с поглощением мощности» в объеме, эквивалентном требуемому ресурсу 10000 ч, и на стенде инерционного типа с воспроизведением динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30000 циклов включений, показали, что шестерни находятся в работоспособном состоянии, следов повреждений и питтинга не обнаружено. Уровень шума в коробке передач с многопарным зацеплением на максимальных режимах нагружения был на 4–5 дБА меньше, чем в серийной трансмиссии. [3]

Авторами Д.Т. Бабичев и А.В. Кривошея, в статье [4] предложена методика компьютерного моделирования прямозубых передач при переходе от однопарного зацепления к многопарного зацеплению (в частности к двухпарному) при сохранении неизменными корпусных деталей, валов и посадочных поверхностей.

Анализ современных методик синтеза цилиндрических прямозубых передач. Перспективным направлением повышения нагрузочной способности передач является применение зацеплений, в которых одновременно находится в полноценном силовом контакте не менее

двух пар зубьев. Такие передачи первоначально появились в редукторах авиационных двигателей в начале 1980 годов; затем в коробках скоростей автомобилей и тракторов. В настоящее время процесс внедрения передач с многопарным зацеплением интенсифицируется. Сложилась типовая методология практического внедрения этих передач:

1) Приобретают оборудование (станки с программным управлением), обеспечивающие высокую точность изготовления зубьев (по 6-й степени точности). Именно такая высокая точность требуется при изготовлении передач многопарного зацепления, чтобы погрешность профилей зубьев была значительно меньше их деформации под нагрузкой.

2) Проводят модернизацию выпускаемых надежных передач (обычно коробок скоростей с прямозубыми колесами), при которой сохраняют: корпусные детали, валы, посадочные поверхности. Изменяют лишь зубчатые венцы: и параметры зацепления и технологию зубообработки.

3) Изготавливают зубчатые колёса с новой геометрией; собирают модернизированную передачу и испытывают её на стендах (прежде всего, на шум, а затем и на нагрузочную способность). Измерение шума позволяет подобрать, в частности, величину фланкирования зубьев. Иногда это делают экспериментально: сошлифовывают часть профиля на головках зубьев на глубину порядка 5 микрон, и вновь измеряют уровень шума. Если уровень шума превышает допустимый – сошлифовывают часть профиля на большую глубину. И повторяют замеры шума.

4) Испытывают новые трансмиссии в реальных условиях эксплуатации машин. В промышленности к настоящему времени сложилась следующая практика изменения параметров передач при переходе на многопарные зацепления:

а) модуль зацепления уменьшают в 1,5 раза, а числа зубьев шестерни и колеса увеличивают в 1,5 раза.

б) коэффициент высоты головки зуба h_a^* берут равным $h_a^* = 1,25$ (вместо стандартного $h_a^* = 1$) и коэффициент радиального зазора $c_0^* = 0,2 \dots 0,23$ (вместо стандартного $c_0^* = 0,25$).

в) коэффициенты смещения x_1, x_2 подбирают из условий: межосевое расстояние a_w должно быть таким же, как в исходной передаче; коэффициент перекрытия $\varepsilon > 2$; удельное скольжение на ножках зубьев менее двух: $\nu_1 < 2$ и $\nu_2 < 2$ (ν_1 и ν_2 влияют на интенсивность абразивного износа зубьев).

Такая методика изменения параметров передач позволяет почти всегда получить работоспособную передачу с многопарным зацеплением, обладающим повышенной контактной и изгибной прочностью зубьев. Методика оценки изгибной прочностью зубьев при различных сочетаниях параметров инструмента изложена, в частности, в статье [4]

Постановка проблемы и цель статьи. Выработать методику проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач, которая:

- Предназначена для малоподготовленного пользователя, и поэтому может быть освоена и использована, как студентами при изучении курса "Прикладная механика", так и рядовыми инженерами и техниками.
- Ориентирована на безболезненный переход от передач с однопарным зацеплением на передачи с многопарным зацеплением.
- Является настолько универсальной, что пригодна для оптимизационного проектирования эвольвентных передач с однопарным и с многопарным зацеплением, в которых зубчатые колёса без смещения и со смещением нарезают инструментом реечного типа со стандартным и нестандартным исходным контуром.

Исходными параметрами *при проектировании и сравнительном анализе передач* являются: числа зубьев шестерни и колеса, модуль; ширина колеса, число оборотов шестерни и величина контактных напряжений (максимальных или средних вдоль линии зацепления). Расчет передачи студенты начинают с подбора передаваемой мощности, при которой будут получены требуемые (допускаемые) контактные напряжения. Качество спроектированных передач студентами оценивается по двум основным критериям: уровню контактных напряжений по Герцу и по интенсивности абразивного износа зубьев (коэффициенту удельного скольжения).

При использовании *исследовательских* программ можно оценивать работу передач по большему числу критериев, проектировать передачи с коэффициентом торцевого перекрытия $\varepsilon > 2$ (и даже с $\varepsilon > 3$, но не силовых).

Показаны примеры синтеза 4-х передач, имеющих одинаковые размеры, но разную нагрузочную способность: две с коэффициентами перекрытия $\varepsilon < 2$ и две с $\varepsilon > 2$. Приведена диаграмма для количественной оценки зависимости повышения нагрузочной способности передач с $\varepsilon > 2$ в зависимости от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса в исходной передаче.

Передача 1. Передача без смещения; нарезана стандартным инструментом.

Передача 2. Передача нарезана инструментом со стандартными значениями $h_a^* = 1$ и $c_0^* = 0,25$; коэффициенты смещения x_1, x_2 найдены из условия наибольшей контактной прочности; модуль при этом не стандартный; его студент подбирает таким, чтобы межосевое расстояние a_w было точно таким же, как и в передаче 1.

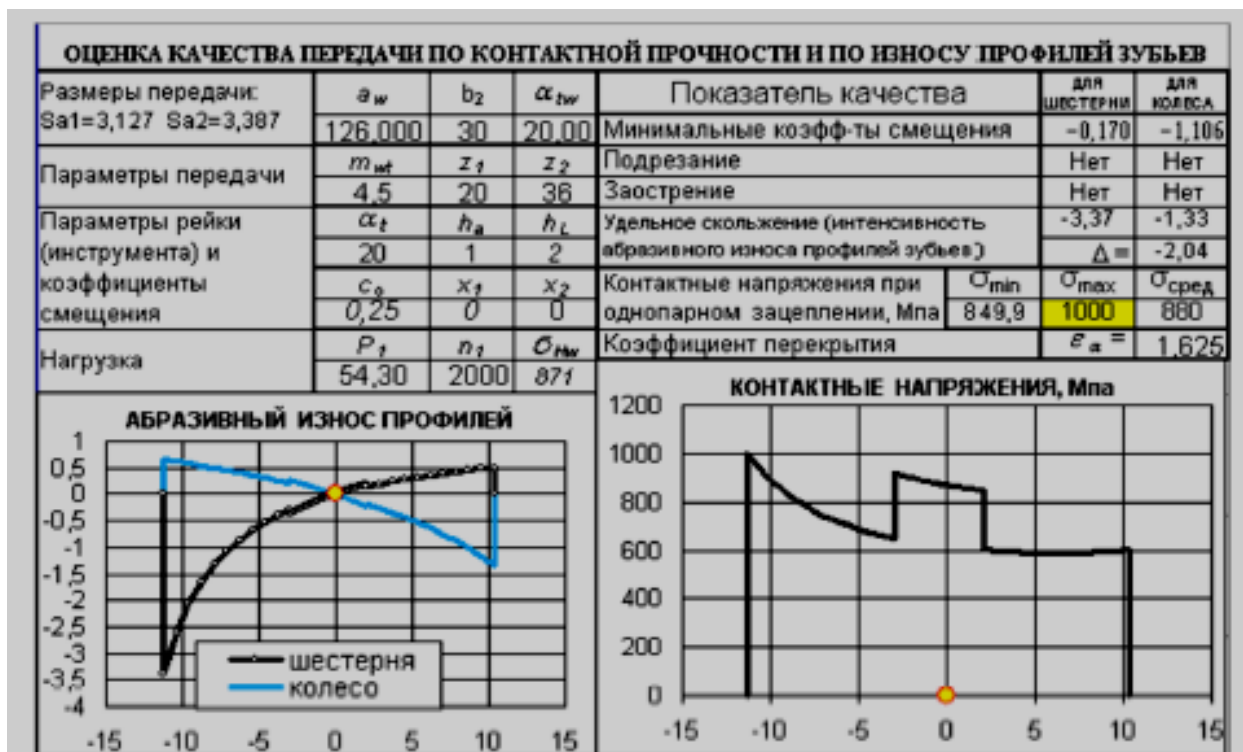
Это нужно для корректного сравнения нагрузочной способности проектируемых передач. При этом студенты попутно осваивают методику проектирования передач с заданным межосевым расстоянием. Заметим, что в авиации часто ведут проектирование цилиндрических передач в обобщающих параметрах. Этот метод предложил Э.Б. Вулгаков, в том числе

и для того, чтобы уйти от стандартных модулей, накладывающих ряд ограничений на параметры передач при их оптимизации.

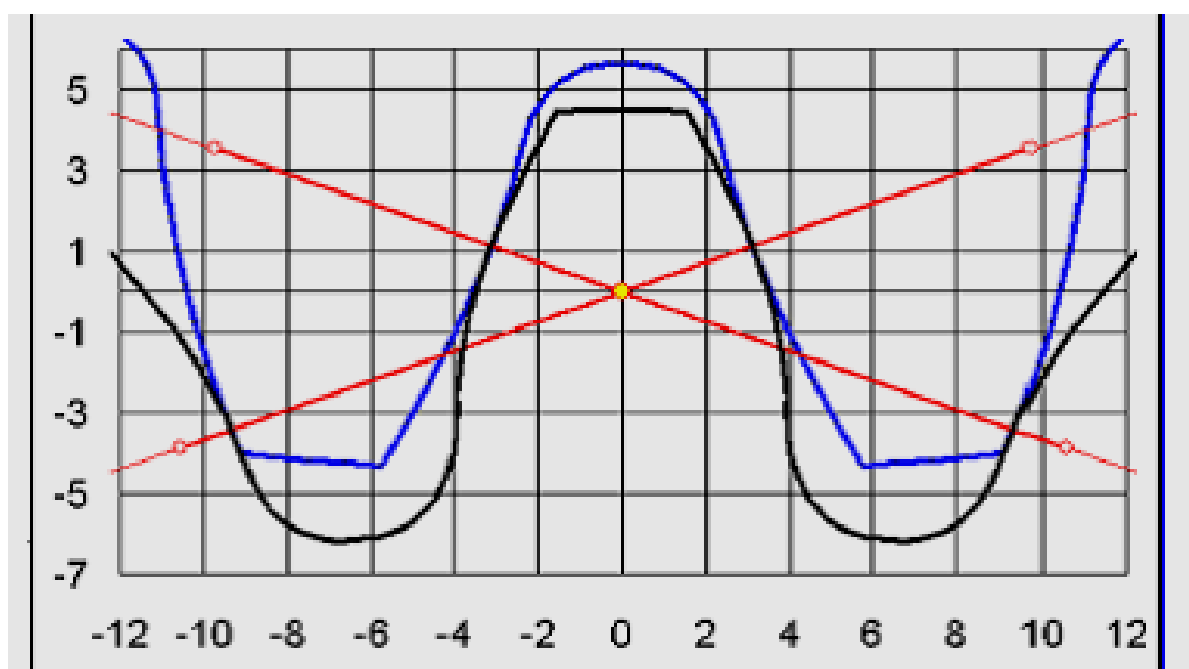
Передача 3. Передача без смещения; нарезана не стандартным инструментом, у которого $h_a^* = 1,25$, $c_0^* = 0,2$ и $\alpha = 20^\circ$.

На рисунках 4.8. – 4.10. показаны в качестве примера три передачи, сконструированные по изложенной методике. Параметры передач и их качественные показатели приведены перед картинками зацеплений.

У всех трёх передач одинаковые: межосевое расстояние a_w ; ширина колес b_2 и максимальные значения контактных напряжений σ_H^{\max} (они рассчитываются вдоль всей линии зацепления по известной формуле Герца). При этом студент для каждой из 3-х передач подбирает мощности P_1 на шестерне, при которых во всех этих передачах контактные напряжения будут σ_H^{\max} одинаковы и равны заданному значению (обычно задаём σ_H^{\max} в интервале от 900 до 1200 МПа). После расчета трёх передач студент сравнивает в них: передаваемые мощности; интенсивность абразивного износа зубьев; средние σ_H^{sred} и минимальные σ_H^{\min} контактные напряжения вдоль всей линии зацепления; напряжения σ_{HW} в полюсе зацепления.



а)

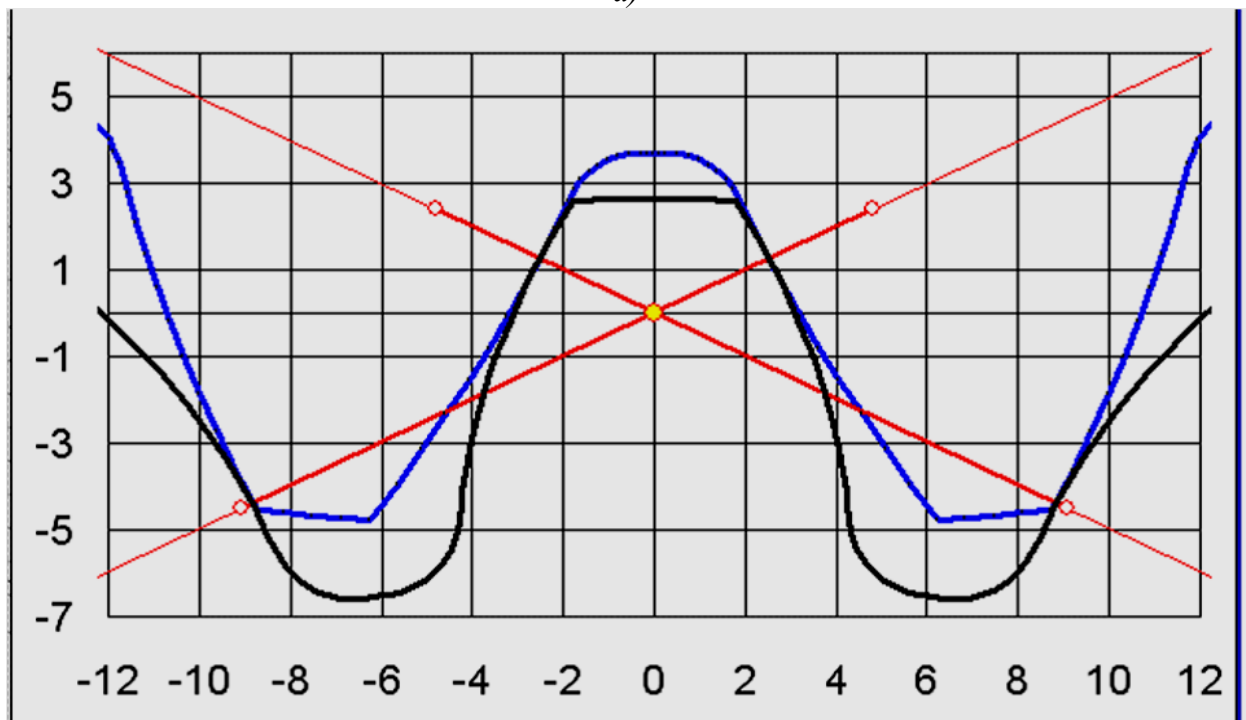


б)

Рисунок 4.8. – Передача 1 без смещения $\varepsilon > 2$; инструмент стандартный:
а) – оценка качества передачи; б) – схема зацепления



а)



б)

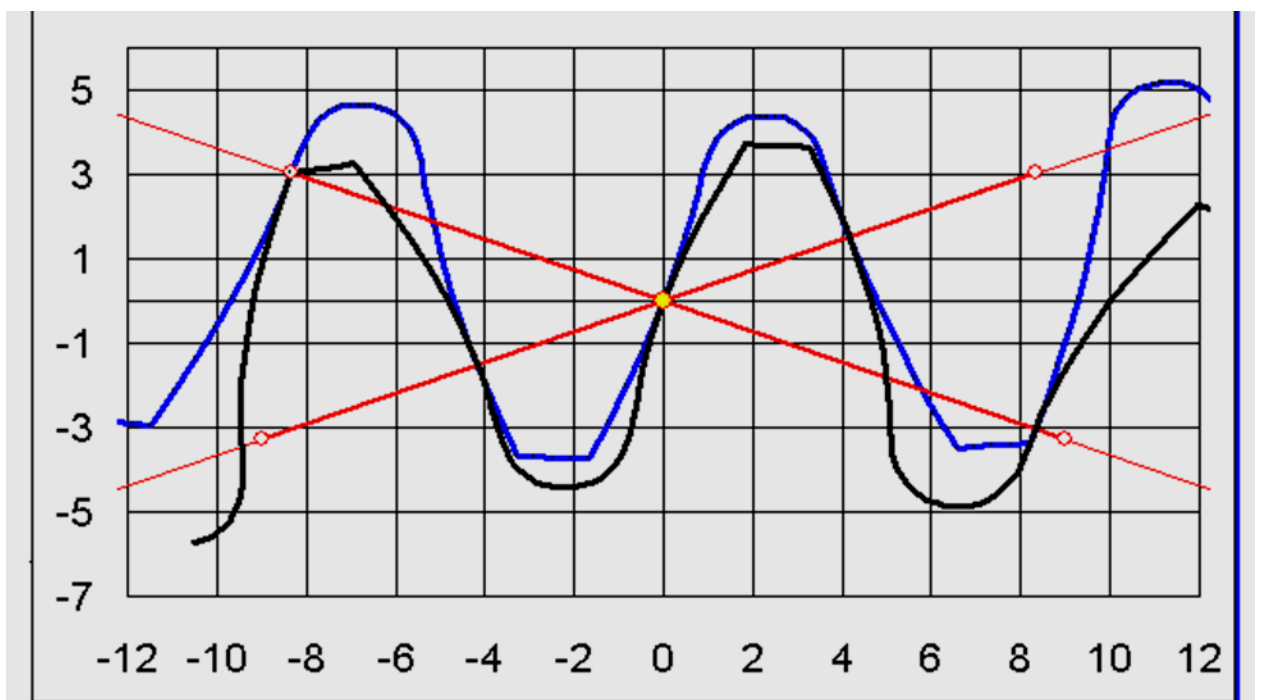
Рисунок 4.9. – Передача 2 с максимальной контактной прочностью при $\varepsilon > 2$;

параметры инструмента: $h_a^* = 1$; $c_0^* = 0,25$; $\alpha = 20^\circ$

а) – оценка качества передачи; б) – схема зацепления



а)



б)

Рисунок 4.10. – Передача 3 без смещения; $\varepsilon > 2$; инструмент нестандартный: $h_a^* = 1,25$;

$c_0^* = 0,20$; $\alpha = 20^\circ$ а) – оценка качества передачи; б) – схема зацепления

Спроектировав три такие передачи, студенты распечатывают и анализируют также таблицы, содержащие: исходные данные, размеры колёс и передач и др.

На рисунке 4.10. показана передача, в которой после "студенческого" синтеза – см. рисунок 4.9. – сделали передачу равносмещенное, подобрав коэффициенты смещения $x_1 = 0,2$ и $x_2 = -0,2$ из условия выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев шестерни и колеса. Увеличив, попутно, и расчетную нагрузочную способность с 80,4кВт почти до 92кВт, за счет снижения контактных напряжений на ножках зубьев шестерни. А также уменьшив удельное скольжение на ножках зубьев шестерни с 2,1 до 1,54 – сравните графики и таблицы значений качественных показателей на рисунках 4.9. и 4.10.

При реальном проектировании вместо двух передач, показанных на рисунках 4.8. и 4.9., нужно проанализировать лишь одну передачу – ту, замена которой предусматривается. С её действительными параметрами: коэффициентами смещения; размерами, a_w b_2 и др. При больших передаточных числах передачи с $\varepsilon > 2$ можно проектировать и как передачи с неравносмещённым зацеплением: с увеличенным углом зацепления α_w при больших значениях z_1 ; и при уменьшенном a_w при малых z_1 .

Оценка перспективности применения передач с $\varepsilon > 2$. Для облегчения оценки перспектив замены традиционных прямозубых цилиндрических передач на передачи с многопарным зацеплением, были построены две диаграммы, представленные на рисунках 4.11. и 4.12.

Диаграмма на рисунке 4.11. показывает, какой коэффициент перекрытия будет получен в передачах без смещения, зубчатые колёса которых имеют увеличенную высоту зубьев и нарезаны реечным инструментом с параметрами: $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1,25$, $c_0^* = 0,2$. Диаграмма построена для большого диапазона изменения чисел зубьев шестерни и колеса в передачах с многопарным зацеплением: $z_1 = 15...50$ и $z_2 = 15...200$. При названных параметрах производящей рейки, колёса без смещения с числами зубьев, $z > 22$ будут иметь подрезание. Диаграмма же на рис. 5 построена для чисел зубьев, начиная с $z_1 = 15$, а не $z_1 = 22$, т.к. $z_1 = 15...22$ при $(z_2 - z_1) > 3$ и можно получить работоспособную *равносмещённую* передачу и её коэффициент перекрытия ε будет иметь значение, указанное на диаграмме. (Точнее ε будет примерно на 0,02 меньше, чем в передаче без смещения, что несущественно).

Диаграмма, представленная на рисунке 4.12., дает наглядную картину того, на сколько процентов при различных сочетаниях чисел зубьев z_1 и z_2 повышается расчетная мощность передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$, в сравнении с классической передачей, имеющей $\varepsilon < 2$. Числа зубьев z_1 и z_2 , при этом, указаны для классической передачи. Диаграмма построена на основе сравнения *расчетных мощностей* двух передач, имеющих одинаковые: размеры a_w и b_2 ; частоту вращения n_1 ; максимальные контактные напряжения σ_H^{\max} .

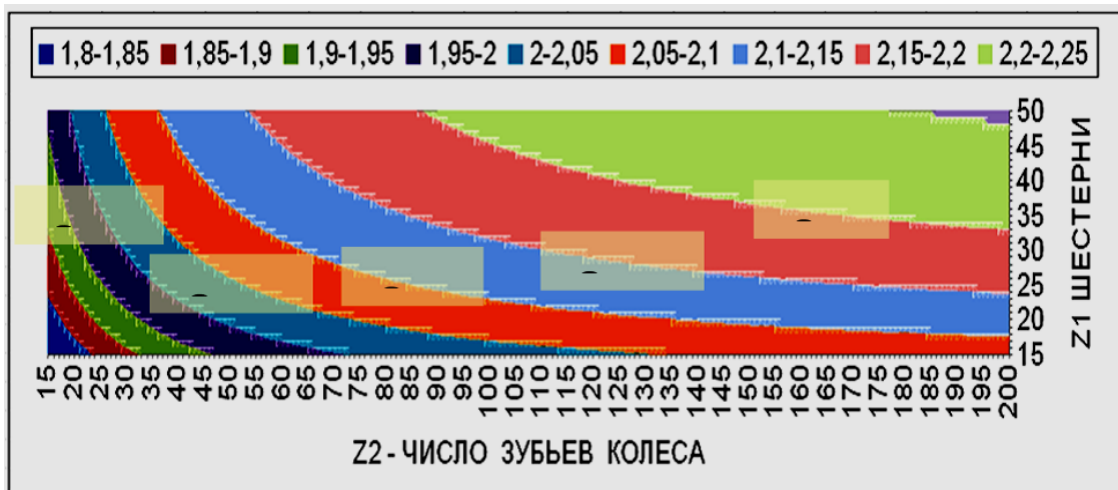


Рисунок 4.11. – Зависимость коэффициента перекрытия ε от чисел зубьев z_1 и z_2

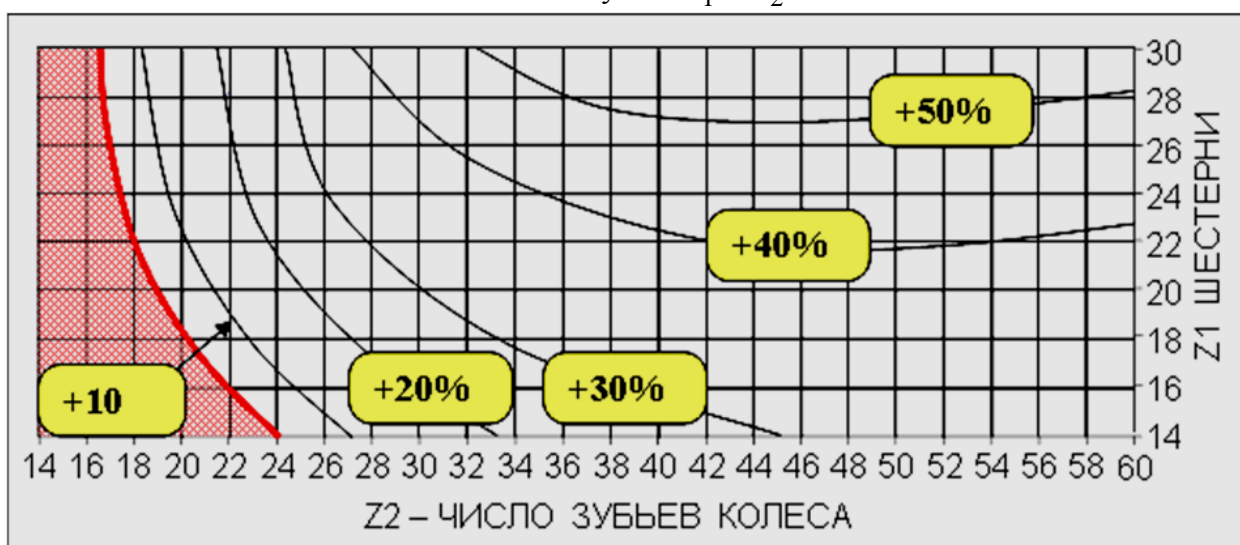


Рисунок 4.12. – Повышение мощности при переходе на передачи с $\varepsilon > 2$

В качестве классической брали передачу, прототип которой представлен на рисунке 4.9. Это передача с коэффициентами смещения x_1 и x_2 , найденными из условия максимальной контактной прочности по известным таблицам ЦКБР. Эти таблицы, кстати, и определили диапазоны изменения z_1 и z_2 на представленной диаграмме. В качестве передачи с $\varepsilon > 2$ брали зацепление, прототип которого представлен на рисунке 4.10. Это равносмещенное зацепление, в котором $x_1 = -x_2$ вычислялись из условия выравнивания коэффициентов удельного скольжения на ножках зубьев шестерни и колеса. В передаче с $\varepsilon > 2$ число зубьев z_1 и z_2 в 1,5 раза больше, чем в классической (при $\varepsilon < 2$), а модуль m_w нестандартный, и примерно в 1,4 меньше, чем при $\varepsilon < 2$. За расчетную мощность принимали такую мощность P_1 на шестерне, при которой в одной из точек на линии зацепления контактные напряжения σ_H достигали заданного (допустимого) значения σ_H^{\max} . При этом никакие поправочные коэффициенты,

учитывающие динамику, неравномерность распределения нагрузки и другие, не использовали. Такой подход корректен, т.к. мы сравнивали между собой лишь передачи, имеющие одинаковые размеры, материалы и нагрузочные параметры. В этих передачах и *все основные поправочные коэффициенты будут одинаковыми* (кроме коэффициентов, зависящих от жёсткости зубьев).

В левой нижней части диаграммы на рисунке 4.12. выделена заливкой зона сочетания z_1 и z_2 , в которой повышения мощности передачи не происходит.

Чтобы избежать недоразумения, еще раз особо отметим, что в диаграмме на рисунке 4.11. указаны числа зубьев z_1 и z_2 *передачи с увеличенной высотой зубьев рейки* ($h_a^* = 1,25$), а в диаграмме на рисунке 6 даны z_1 и z_2 *исходной передачи со стандартной высотой зубьев рейки* ($h_a^* = 1$). Как уже отмечалось, при одинаковых a_w , число зубьев z_1 и z_2 при $h_a^* = 1,25$ в 1,5 больше, чем при $h_a^* = 1$.

Важная особенность изложенных в статье методик синтеза и сравнения передач в том, что мы контактную прочность оцениваем по значению максимальных контактных напряжений σ_H^{\max} на длине всей линии зацепления, в то время как, практически во всех типовых расчетах, учитывают σ_H лишь в полюсе зацепления.

Заметим, что представленная на рисунке 4.12. диаграмма, насколько нам известно, есть первая попытка *количественной оценки* зависимости повышения нагрузочной способности цилиндрических прямозубых передач от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению. И хотя эта оценка в силу многих причин не является бесспорной, она может служить ориентиром при решении вопроса о целесообразности внедрения передач с многопарным зацеплением и при выборе оптимальных чисел зубьев в таких передачах.

Выводы:

1. Изложена достаточно простая методика проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач с многопарным зацеплением, т.е. с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$. В основу методики положено использование нестандартного исходного контура с параметрами: $h_a^* = 1,25$, $c_0^* = 0,2$, $\alpha = 20^\circ$.

2. Методика ориентирована на внедрение передач многопарного зацепления вместо традиционных передач с коэффициентом перекрытия $\varepsilon < 2$.

3. Статья и методика рассчитаны на малоподготовленного пользователя, и могут быть использованы, как рядовыми инженерами и техниками, так и студентами.

4. Разработано и опробовано программное и методическое обеспечение, поддерживающее описанную методику проектирования цилиндрических передач.

5. Компьютерным моделированием установлена зависимость коэффициента перекрытия ε от чисел зубьев z_1 и z_2 зацепляющихся колёс, нарезанных инструментом. Эта зависимость в виде диаграммы приведена на рисунке 4.11.

6. Впервые получена количественная оценка того, насколько повышается мощность P_1 передачи при переходе от *оптимизированного* однопарного зацепления к *не оптимизированному* двухпарному зацеплению. Эта зависимость P_1 от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса представленная на рисунке 4.12., также в графическом виде. Зависимость является ориентировочной (и несколько заниженной), т.к. соответствует описанной в статье упрощенной методике синтеза, и не учитывает более изощрённые методы синтеза передач с многопарным зацеплением.

Исходя из изученных работ: В.В. Ступина и. Д.Т. Бабичев; А.И. Смовжа; А.В. Кривошея, можно сделать следующий вывод о том, картины характера нагружения в однопарном и многопарном зацеплении представлено не было, вследствие чего появились следующие цели и задачи.

5 Цели и задачи

Цель:

Определить, величину контактных напряжений возникающих в многопарном зацеплении и их распределение между парами зубьев находящихся в зацеплении в процессе работы планетарной передачи.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Рассчитать геометрию планетарной передачи по заданным параметрам для однопарного и многопарного зацепления.
2. Моделирование планетарной передачи в программном комплексе. Программный комплекс SolidWork
3. Определить величину контактных* напряжений для однопарного многопарного зацепления инженерным методом и методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS.

6 Проектный расчет планетарной передачи

6.1 Выбор марки материала для зубчатой передачи

Сталь, в настоящее время, основной материал для изготовления зубчатых колес. В мало- и средненагруженных передачах применяют зубчатые колеса с твердостью материала <350Р НВ. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прорабатываемость зубьев.

В задании на проектирование не указаны какие-либо особые требования к передаче в отношении ее габаритов или прочности, поэтому для

изготовления зубчатых колес выбираем материал со средними механическими характеристиками.

Наиболее подходящая сталь для нашего планетарного редуктора 40Х. При данном типе марки нам даны следующие механические характеристики:

Термообработка = Улучшение

Твердость поверхности зубьев солнечной шестерни HRC = 60

Твердость контактных поверхностей зубьев сателлита HRC = 60

Твердость контактных поверхностей зубьев сателлита HB = 300

Для легкости расчета примем следующие обозначения нижних индексов:

1-для солнечной шестерни

2-для сателлитов

3-для венца(короны).

6.2 Расчет допустимых контактных напряжений

Зубья совершают примерно одинаковое количество циклов перемен напряжений.

Найдем коэффициент долговечности шестерни и колеса. Для его нахождения нам необходимо найти базовое число циклов напряжения и число циклов перемены напряжения за весь срок службы.

Таблица 2 – Значение числа циклов N_{H0}

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{эсп.}	–	25	32	38	43	47	52	56	60
N_{H0} , млн. циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Базовое число циклов напряжений, соответствующему пределу выносливости

Для шестерни

$$N_{H01} = 143 \cdot 10^6 \text{ млн. циклов}$$

Для сателлитов

$$N_{H02} = 143 \cdot 10^6 \text{ млн. циклов}$$

Для венца

$$N_{H03} = 25 \cdot 10^6 \text{ млн. циклов}$$

Число вращений относительно водило находим для каждого элемента привода:

Для шестерни

$$n_{a1} = n_1 - n_2 = 318 \quad (6.1)$$

Для сателлитов

$$n_{a2} = 2 \cdot \frac{n_{a1}}{i_{общ} - 2} = 147,91 \quad (6.2)$$

Для венца

$$n_{a1} = n_2 = 60 \quad (6.3)$$

Для нахождения коэффициента долговечности нам необходимо найти число напряжения. Его мы находим по формуле

$$N = n_a \cdot t_L \cdot 60 \cdot n_\omega \quad (6.4)$$

Где $t_L = 61320$; $n_\omega = 3$

Для шестерни

$$N_1 = 318 \cdot 60 \cdot 61320 \cdot 3 = 3,51 \cdot 10^9 \text{ ч.}$$

Для сателлитов

$$N_2 = 147,91 \cdot 60 \cdot 61320 \cdot 3 = 1,63 \cdot 10^9 \text{ ч.}$$

Для венца

$$N_3 = 60 \cdot 60 \cdot 61320 \cdot 3 = 6,62 \cdot 10^8 \text{ ч.}$$

Коэффициент долговечности находим по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[24]{\frac{N_{H0}}{N}} \quad (6.5)$$

Для шестерни

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{143 \cdot 10^6}{3,51 \cdot 10^9}} = 0.88$$

Для сателлитов

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{143 \cdot 10^6}{1,63 \cdot 10^9}} = 0.9$$

Для венца

$$K_{HL3} = \sqrt[24]{\frac{143 \cdot 10^6}{6,62 \cdot 10^8}} = 0.78$$

Предел контактной выносливости - это наибольшее напряжение, которое выдерживает материал при базовом числе циклов нагружения. Чтобы найти предел контактной выносливости необходимо найти допускаемое напряжение при базовом числе циклов перемены напряжения.

Для шестерни

$$\sigma_{H01} = 23 \cdot HRC = 1380 \text{ МПа} \quad (6.6)$$

Для сателлитов

$$\sigma_{H02} = 23 \cdot HRC = 1380 \text{ МПа} \quad (6.7)$$

Для венца

$$\sigma_{H03} = 2 \cdot HB = 670 \text{ МПа} \quad (6.8)$$

Предел контактной выносливости материала на активных поверхностях зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжения. Находим его по формуле

$$\sigma_H = 0,75 \cdot \sigma_{H0} \cdot K_{HL} \quad (6.9)$$

Для шестерни

$$\sigma_{H1} = 0,75 \cdot 1380 \cdot 0,88 = 905,78 \text{ МПа}$$

Для сателлитов

$$\sigma_{H2} = 0,75 \cdot 1380 \cdot 0,9 = 935,14 \text{ МПа}$$

Для венца

$$\sigma_{H3} = 0,75 \cdot 670 \cdot 0,87 = 437,175 \text{ МПа}$$

6.3 Расчет допускаемых напряжений

Для выполнения проектировочных расчетов открытых зубчатых передач и проверочных расчетов закрытых зубчатых передач необходимо определить допустимые напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса. Для их поиска нам необходимо найти коэффициент долговечности шестерни и колеса соответственно.

Базовое число циклов нагружения при динамических режимах (пуск и торможение) и ударах. Независимо от твердости колеса можно принимать

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$$

Коэффициент долговечности находим по формуле (6.10)

$$K_{FL} = \sqrt[24]{\frac{F_{H0}}{N}} \quad (6.10)$$

Для шестерни

$$K_{FL1} = \sqrt[24]{\frac{4 \cdot 10^6}{3,51 \cdot 10^9}} = 0,75$$

Для сателлитов

$$K_{FL2} = \sqrt[24]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,63 \cdot 10^9}} = 0,78$$

Для венца

$$K_{FL3} = \sqrt[24]{\frac{4 \cdot 10^6}{6,62 \cdot 10^8}} = 0,81$$

Допускаемые напряжения изгиба при расчете зубьев на выносливость определяются для шестерни, сателлитов и короны. Для нахождения напряжения изгиба зубьев, нам необходимо найти допустимое напряжение изгибной выносливости и коэффициент безопасности.

Допустимое напряжение принимаем равным $HB = 300$

$$\sigma_{F0} = 1,03 \cdot HB \quad (6.11)$$

Коэффициент безопасности рассчитывается произведением нестабильности свойств материала зубчатых колес и способ заготовки зубчатого колеса.

$$S_F = 2.$$

Допустимые контактные напряжения для зубьев находим по формуле (6.12)

$$\sigma_F = \frac{K_{FL} \cdot \sigma_{F0}}{S_F} \quad (6.12)$$

Для шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{0,75 \cdot 1,03 \cdot 300}{2} = 116,49 \text{ МПа}$$

Для сателлитов

$$\sigma_{F2} = \frac{0,78 \cdot 1,03 \cdot 300}{2} = 120,27 \text{ МПа}$$

Для венца

$$\sigma_{F3} = \frac{0,81 \cdot 1,03 \cdot 300}{2} = 124,87 \text{ МПа}$$

7 Расчет закрытой зубчатой передачи

7.1 Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние a_w – главный параметр редуктора. Межосевое расстояние определяется по формуле проектного расчета на конкретную выносливость. Определяем его по формуле (7.1)

$$a_w = 280 \sqrt[3]{\frac{T_{KH} \cdot K_{H\Sigma} \cdot K_{Hu} \cdot i_{общ}^2}{n_w (i_{общ} - 2) \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}} \quad (7.1)$$

где: $T_{KH} - T_2$ – исходная расчетная нагрузка.

$K_{H\Sigma} = 1.3$ – общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях планетарной передачи.

$K_{Hu} = 1.25$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Для 8-й степени точности по нормам плавности.

$n_w = 3$ – число сателлитов.

$\psi_{ba} = 0.4$ – относительная ширина зубьев.

Межосевое расстояние между центральным колесом 1 т сателлитом 2

$$a_{w12} = 280 \sqrt[3]{\frac{238.73 \cdot 1.3 \cdot 1.25 \cdot 6.3^2}{3 \cdot (6.3 - 2) \cdot 0.4 \cdot 905.78^2}} = 43.06$$

Межосевое расстояние между центральным колесом 3 и сателлитом 2

$$a_{w23} = 280 \sqrt[3]{\frac{238.73 \cdot 1.3 \cdot 1.25 \cdot 6.3^2}{3 \cdot (6.3 - 2) \cdot 0.4 \cdot 935.14^2}} = 42.15$$

Каждое значение присваиваем к табличному:

$$a_{w12} = a_{w23} = 40$$

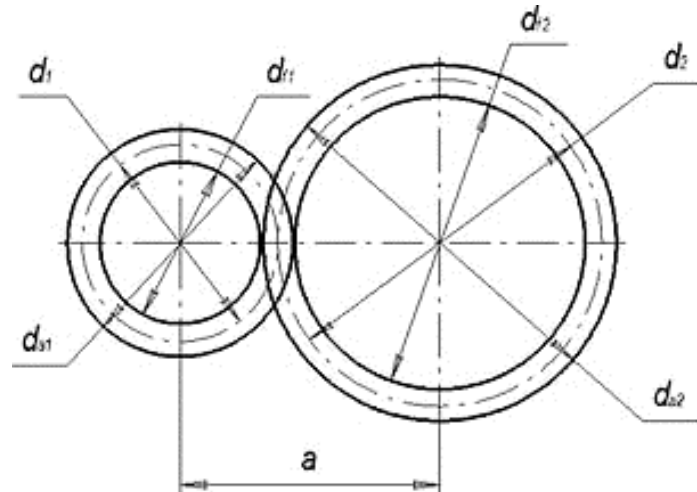


Рисунок 7.1. – Межосевое расстояние.

7.2 Модуль зацепления

Основным параметром, определяющим размеры детали зубчатых передач, является соответствующий модуль. Вычисляем модуль зацепления.

$$m = \frac{500 \cdot T_{hF} \cdot K_{Fu} \cdot K_F}{b_w \cdot a_w \cdot n_w} \cdot \max \left(\frac{Y_{Fa}}{F_{Pa}}, \frac{Y_{Fg}}{F_{Pg}} \right) \quad (7.2)$$

где: $T_{hF} = T_2$ – исходная расчетная нагрузка.

$K_{Fu} = 1.3$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Для 8-й степени точности по нормам плавности.

$K_{F\Sigma} = 1.25$ – общий коэффициент неравномерности распределение нагрузки в зацеплениях планетарной передачи.

$Y_{Fa} = 4.2$, $Y_{Fg} = 4.1$ – коэффициенты учитывающие форму зуба.

$\sigma_{FPg} = \sigma_{FPa} = 300$ – допустимые напряжения изгиба.

Ширина венца колеса

$$b_w = \psi_a \cdot a_{w23} \quad (7.3)$$

где: $\psi_a = 0.3$ – коэффициент ширины венца.

$$b_w = 0.3 \cdot 40 = 12$$

Модуль зацепления для прямозубой передачи

$$m = \frac{500 \cdot 238.73 \cdot 1.3 \cdot 1.25}{12 \cdot 40 \cdot 3} \cdot \max\left(\frac{4.2}{300}, \frac{4.1}{300}\right) = 1.89$$

Полученное значение округляем до стандартного по таблице

Таблица 3 – Ряд стандартных чисел модуля

1-й ряд	1,0	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-й ряд	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	

Наиболее подходящий модуль: $m=1.75$.

8 Расчет зубьев элементов планетарного редуктора

8.1 Расчет зубьев на колесах

Суммарное число зубьев

$$Z_{\Sigma} = 2 \frac{a_{w12}}{m} = 2 \frac{40}{1.75} = 45.41 \quad (8.1)$$

$$Z_{\Sigma} = 45$$

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2Z_{\Sigma}}{i_{общ}} = \frac{2 \cdot 45}{6.3} = 14.29 \quad (8.2)$$

$$Z_1 = 14$$

Число зубьев сателлитов

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 31 \quad (8.3)$$

Число зубьев венца

$$Z_2 = Z_{\Sigma} + Z_2 = 76 \quad (8.4)$$

Условия сборки:

Задаем угол профиля

$$\alpha = 20 \frac{\pi}{180} = 0.35 \text{ рад} \quad (8.5)$$

Коэффициент высоты головки

$$h_{a1} = 1$$

Условия соседства

$$Z_2 + 2.5 = 33.5 \quad (8.6)$$

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) = 38.97 \quad (8.7)$$

Условия соседства выполняются ($33.5 < 38.97$)

Условия сборки

$$w = \frac{2 \cdot Z_{\Sigma}}{n_{\omega}} = 30 \text{ рад} \quad (8.8)$$

Получилось целое число, из этого следует условия сборки верно.

Делительное межосевое расстояние находим по формуле

$$a = \frac{mZ_{\Sigma}}{2} = \frac{1.75 \cdot 45}{2} = 39.38 \quad (8.9)$$

Задаём угол зацепления

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_{w12}} \cdot \cos(\alpha)\right) = \arccos\left(\frac{39.38}{40} \cdot \cos(0.35)\right) = 0.39 \quad (8.10)$$

Инвалюта делительного межосевого расстояния

$$\text{inv}\alpha = \tan(\alpha) - \alpha = \tan(0.3491) - 0.3491 = 0.0149 \quad (8.11)$$

$$\text{inv}a_w = \tan(a_w) - a_w = \tan(0.3897) - 0.3897 = 0.021 \quad (8.12)$$

Коэффициент суммы смещения находим по формуле

$$x_{\Sigma} = \frac{Z_{\Sigma}}{2 \cdot \tan(\alpha)} (\text{inv}a_w - \text{inv}\alpha) = 0.3774 \quad (8.13)$$

Коэффициенты смещения

$$x_1 = 0.3774$$

$$x_2 = 0$$

$$x_3 = 0.3774$$

8.2 Диаметры элементов зубчатой передачи

Вычисляем основные геометрические параметры передачи для всех элементов редуктора.

Делительный диаметр находим по формуле

$$d = m \cdot Z \quad (8.15)$$

Для шестерни:

$$d_1 = 24.5 \text{ мм}$$

Для сателлитов:

$$d_2 = 54.25 \text{ мм}$$

Для венца:

$$d_3 = 133 \text{ мм}$$

Начальный диаметр находим по формуле

Для шестерни:

$$d_{w1} = \frac{4a_{w12}}{i_{общ}} = \frac{4 \cdot 40}{6.3} = 25.4 \text{ мм} \quad (8.16)$$

Для сателлитов

$$d_{w2} = \frac{2a_{w12}(i_{общ} - 2)}{i_{общ}} = \frac{2 \cdot 40(6.3 - 2)}{6.3} = 54.6 \text{ мм} \quad (8.17)$$

Для венца

$$d_{w3} = \frac{4a_{w12}(i_{общ} - 1)}{i_{общ}} = \frac{4 \cdot 40(6.3 - 1)}{6.3} = 134.6 \text{ мм} \quad (8.18)$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_{w12} - a}{m} = \frac{40 - 39.38}{1.75} = 0.36 \text{ мм} \quad (8.19)$$

Коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0.38 - 0.36 = 0.02 \quad (8.20)$$

Диаметры вершин зубьев находим по формуле

$$d = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m \quad (8.21)$$

Для шестерни

$$d_{a1} = 24.5 + 2(1 + 0.38 - 0.02)1.75 = 29.25 \text{ мм}$$

Для сателлитов

$$d_{a2} = 54.25 + 2(1 + 0 - 0.02)1.75 = 29.25 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{a1} = 133 - 2(1 - 0.38 + 0.02 - 0.2)1.75 = 131.46 \text{ мм}$$

Основной диаметр находим по формуле

$$d_b = d_1 \cos(\alpha) \quad (8.22)$$

Для шестерни

$$d_{b1} = 24.5 \cos(0.35) = 23.02 \text{ мм}$$

Для сателлитов:

$$d_{b2} = 54.25 \cos(0.35) = 50.98 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{b3} = 133 \cos(0.35) = 124.98 \text{ мм}$$

Диаметр впадин находим по формуле

$$d_f = d_1 - 2 \cdot (1 + 0.25 - x_1) \cdot m \quad (8.23)$$

Для шестерни

$$d_{f1} = 24.5 - 2 \cdot (1 + 0.25 - 0.38) \cdot 1.75 = 21.45 \text{ мм}$$

Для сателлитов:

$$d_{f2} = 54.25 - 2 \cdot (1 + 0.25 - 0) \cdot 1.75 = 49.88 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{f3} = 133 + 2 \cdot (1 - 0.25 + 0.38) \cdot 1.75 = 136.95 \text{ мм}$$

9 Силы в зацеплениях для однопарного зацепления

Рассмотрим усилия, действующие в зацеплении прямозубых колес. Нормальное усилие F_n передается от одного колеса к другому по общей нормали к поверхности зубьев.

$$F_n = F_t + F_r \quad (9.1)$$

где F_t – окружность усилия, направленное по общей касательной к делительным окружностям колес. Ее можно найти по формуле

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_n} \quad (9.2)$$

где $T_1 = 238.73$ Нм – крутящий момент на выходном валу
Для шестерни

$$F_t = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 238.73}{24.5} = 19488.16 \text{ Н}$$

Для сателлитов

$$F_t = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 238.73}{54,25} = 8801.11 \text{ Н}$$

Для венца

$$F_t = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 238.73}{133} = 3589.92 \text{ Н}$$

Здесь F_r – радиальное усилие, направленное вдоль радиуса колеса. Её можно найти по формуле

$$F_r = \frac{(F \cdot \tan(a_w))}{\cos(\beta)} \quad (9.3)$$

где a_w – нормальный угол зацепления.

$\beta = 0$ – угол наклона зуба.

Для шестерни:

$$F_{r1} = \frac{(19488.16 \cdot \tan(0.39))}{\cos(0)} = 132.66$$

Для сателлитов:

$$F_{r2} = \frac{(8801.11 \cdot \tan(0.39))}{\cos(0)} = 59.91$$

Для венца:

$$F_{r3} = \frac{(3589.92 \cdot \tan(0.39))}{\cos(0)} = 24.43$$

Осевые силы будут равны 0, т.к. у нас прямозубая передача.

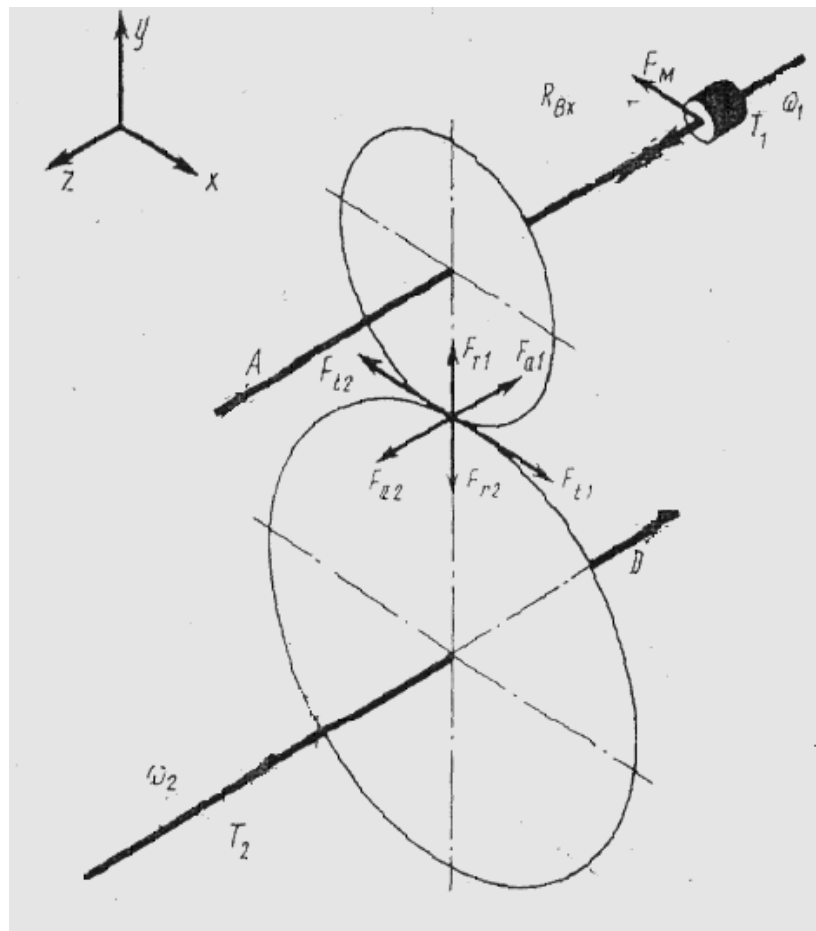


Рисунок 9.1 – Силовое взаимодействие зубчатой передачи

Нормальное усилие в зацеплении находим по формуле

$$F_n = \frac{2T_1}{d \cdot \cos(a_w)} = \frac{F_t}{\cos(a_w)} \quad (9.4)$$

Для шестерни

$$F_{n1} = \frac{19488.16}{\cos(0.39)} = 19488.61 \text{ Н}$$

Для сателлитов

$$F_{n2} = \frac{8801.11}{\cos(0.39)} = 8801.31 \text{ Н}$$

Для венца

$$F_{n3} = \frac{3589.92}{\cos(0.39)} = 3590.003 \text{ Н}$$

10 Расчет геометрии многопарного зацепления

Для создания многопарного зацепления необходимо изменить модуль зубьев. Возьмем $m=0.7$ и посчитаем зубья на колесах

Суммарное число зубье

$$Z_{\Sigma} = 2 \frac{a_{w12}}{m} = 2 \frac{40}{0.7} \approx 114.4 \quad (10.1)$$

$$Z_{\Sigma} = 114$$

Число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2Z_{\Sigma}}{i_{общ}} = \frac{2 \cdot 114}{6.3} = 36.19 \quad (10.2)$$

$$Z_1 = 36$$

Число зубьев сателлитов

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 78 \quad (10.3)$$

Число зубьев венца

$$Z_3 = Z_{\Sigma} + Z_2 = 192 \quad (10.4)$$

Условия сборки:

Задаем угол профиля

$$\alpha = 20 \frac{\pi}{180} = 0.35 \text{ рад} \quad (10.5)$$

Коэффициент высоты головки

$$h_{a1} = 1$$

Условия соседства

$$Z_2 + 2.5 = 80.5 \quad (10.6)$$

$$(Z_1 + Z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) = 98.7 \quad (10.7)$$

Условия соседства выполняются ($80.5 < 98.7$)

Условия сборки:

$$w = \frac{2 \cdot Z_{\Sigma}}{n_w} = 76 \text{ рад}$$

Получилось целое число, из этого следует условия сборки верно.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Делительное межосевое расстояние находим по формуле

$$a = \frac{mZ_{\Sigma}}{2} = \frac{0.7 \cdot 114}{2} = 39.9 \quad (10.8)$$

Задаём угол зацепления

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_{w12}} \cdot \cos(\alpha)\right) = \arccos\left(\frac{39.9}{40} \cdot \cos(0.35)\right) \approx 0.3567 \quad (10.9)$$

Инвалюта делительного межосевого расстояния

$$\text{inv}\alpha = \tan(\alpha) - \alpha = \tan(0.3491) - 0.3491 = 0.015 \quad (10.10)$$

$$\text{inv}\alpha_w = \tan(\alpha_w) - \alpha_w = \tan(0.3567) - 0.3567 = 0.016 \quad (10.11)$$

Коэффициент суммы смещения находим по формуле

$$x_{\Sigma} = \frac{Z_{\Sigma}}{2 \cdot \tan(\alpha)} (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha) = 0.02 \quad (10.12)$$

Коэффициенты смещения

$$x_1 = 0.02$$

$$x_2 = 0$$

$$x_3 = 0.02$$

10.1 Диаметры элементов зубчатой передачи при многопарности

Вычисляем основные геометрические параметры передачи для всех элементов редуктора.

Делительный диаметр находим по формуле

$$d = m \cdot Z \quad (10.13)$$

Для шестерни

$$d_1 = 25.2 \text{ мм}$$

Для сателлитов

$$d_2 = 54.6 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_3 = 134.4 \text{ мм}$$

Начальный диаметр находим по формуле

Для шестерни:

$$d_{w1} = \frac{4a_{w12}}{i_{общ}} = \frac{4 \cdot 40}{6.3} = 25.4 \text{ мм} \quad (10.14)$$

Для сателлитов

$$d_{w2} = \frac{2a_{w12}(i_{общ} - 2)}{i_{общ}} = \frac{2 \cdot 40(6.3 - 2)}{6.3} = 54.6 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{w3} = \frac{4a_{w12}(i_{общ} - 1)}{i_{общ}} = \frac{4 \cdot 40(6.3 - 1)}{6.3} = 134.6 \text{ мм}$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_{w12} - a}{m} = \frac{40 - 39.9}{0.7} = 0.14 \text{ мм}$$

Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0.02 - 0.14 = -0.12 \quad (10.15)$$

Диаметры вершин зубьев находим по формуле

$$d = d_n + 2(1 + x_n - \Delta y)m \quad (10.16)$$

Для шестерни

$$d_{a1} = 25.2 + 2(1 + 0.02 + 0.12)0.7 = 26.796 \text{ мм}$$

Для сателлитов

$$d_{a2} = 54.6 + 2(1 + 0 + 0.12)0.7 = 56.168 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{a3} = 134.4 + 2(1 + 0.02 + 0.12)0.7 = 135.996 \text{ мм}$$

Основной диаметр находим по формуле

$$d_b = d_1 \cos(\alpha) \quad (10.17)$$

Для шестерни

$$d_{b1} = 25.2 \cos(0.35) = 23.68 \text{ мм}$$

Для сателлитов

$$d_{b2} = 54.6 \cos(0.35) = 51.31 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{b3} = 134.4 \cos(0.35) = 126.29 \text{ мм}$$

Диаметр впадин находим по формуле

$$d_f = d_1 - 2 \cdot (1 + 0.25 - x_1) \cdot m \quad (10.18)$$

Для шестерни

$$d_{f1} = 25.2 - 2 \cdot (1 + 0.25 - 0.02) \cdot 0.7 = 23.48 \text{ мм}$$

Для сателлитов

$$d_{f2} = 54.6 - 2 \cdot (1 + 0.25 - 0) \cdot 0.7 = 52.87 \text{ мм}$$

Для венца

$$d_{f3} = 134.4 - 2 \cdot (1 - 0.25 + 0.02) \cdot 0.7 = 132.67 \text{ мм}$$

10.2 Силы в зацеплениях при многопарности

Рассмотрим усилия, действующие в зацеплении прямозубых колес. Нормальное усилие F_n передается от одного колеса к другому по общей нормали к поверхности зубьев.

$$F_n = F_t + F_r \quad (10.19)$$

где F_t – окружность усилия, направленное по общей касательной к делительным окружностям колес. Ее можно найти по формуле

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_n} \quad (10.20)$$

где $T_1 = 238.73 \text{ Нм}$ – Крутящий момент на выходном валу.

Для шестерни

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 238.73}{25.2} = 18946.83 \text{ Н}$$

Для сателлитов

$$F_t = \frac{477460}{54.6} = 8744.69 \text{ Н}$$

Для венца

$$F_t = \frac{477460}{134.4} = 3552.53 \text{ Н}$$

Здесь F_r – радиальное усилие, направленное вдоль радиуса колеса. Её можно найти по формуле

$$F_r = \frac{(F \cdot \tan(a_w))}{\cos(\beta)} \quad (10.21)$$

где a_w – нормальный угол зацепления.

$\beta = 0$ – угол наклона зуба.

Для шестерни

$$F_{r1} = \frac{(18946.83 \cdot \tan(0.39))}{\cos(0)} = 128.97$$

Для сателлитов

$$F_{r2} = \frac{(8744.69 \cdot \tan(0.39))}{\cos(0)} = 59.52$$

Для венца

$$F_{r3} = \frac{(3552.53 \cdot \tan(0.39))}{\cos(0)} = 24.18$$

Осевые силы будут равны 0, т.к. у нас прямозубая передача.

Нормальное усилие в зацеплении находим по формуле

$$F_n = \frac{2T_1}{d \cdot \cos(a_w)} = \frac{F_t}{\cos(a_w)} \quad (10.22)$$

Для шестерни

$$F_{n1} = \frac{18946.83}{\cos(0.39)} = 18947.26$$

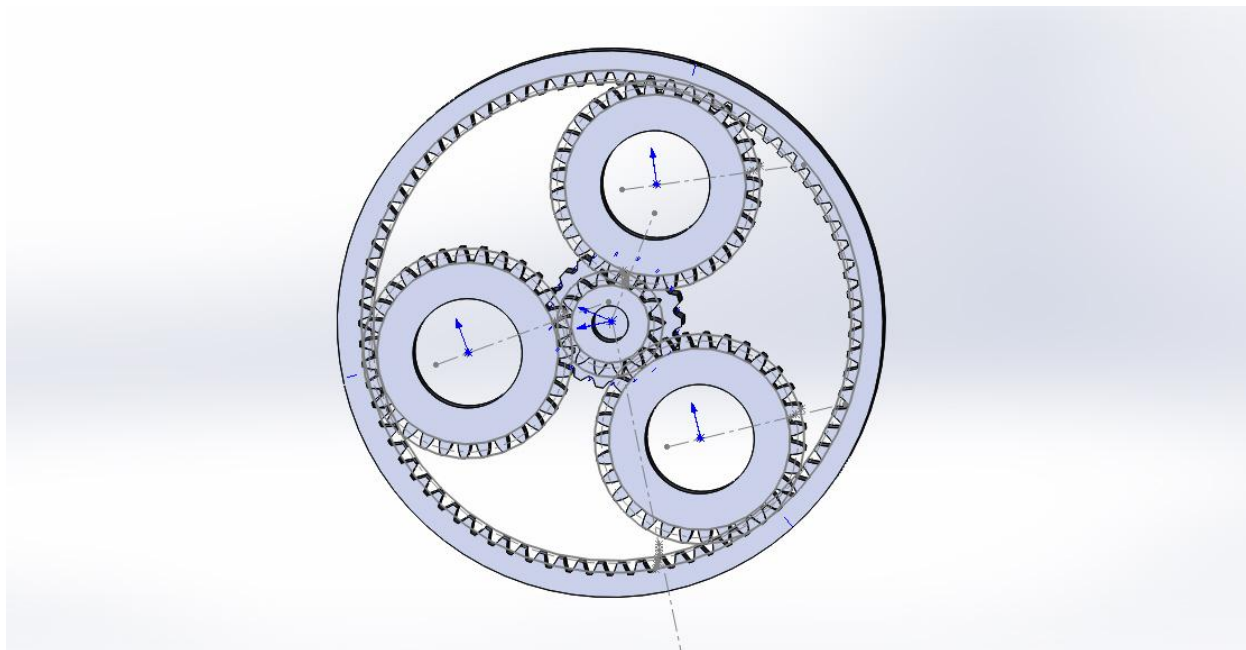
Для сателлитов:

$$F_{n2} = \frac{8744.69}{\cos(0.39)} = 8744.89$$

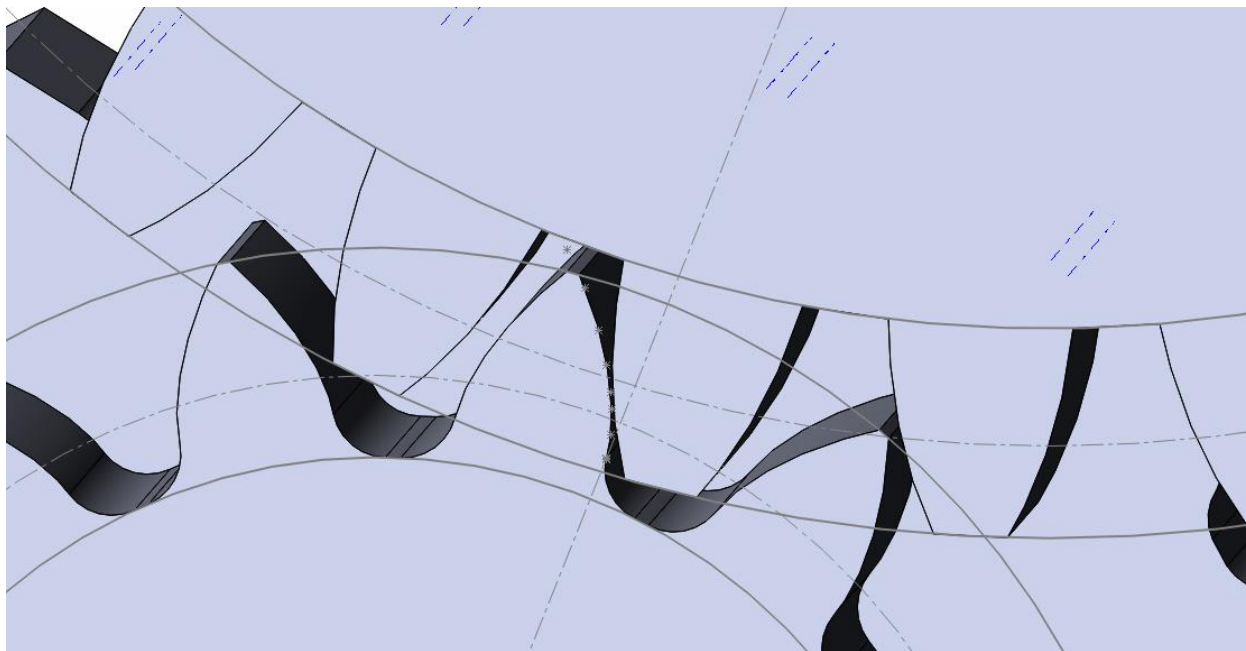
Для венца

$$F_{n3} = \frac{3552.53}{\cos(0.39)} = 3552.61$$

11 Модели планетарной передачи с однопарным многопарным зацеплением

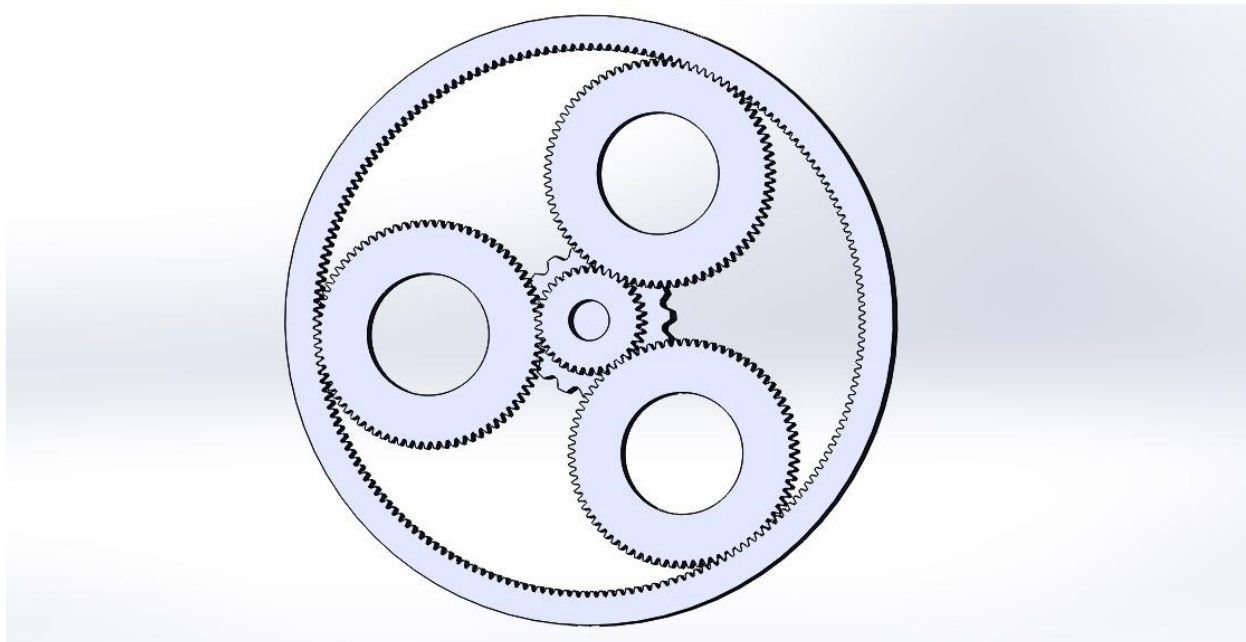


а)

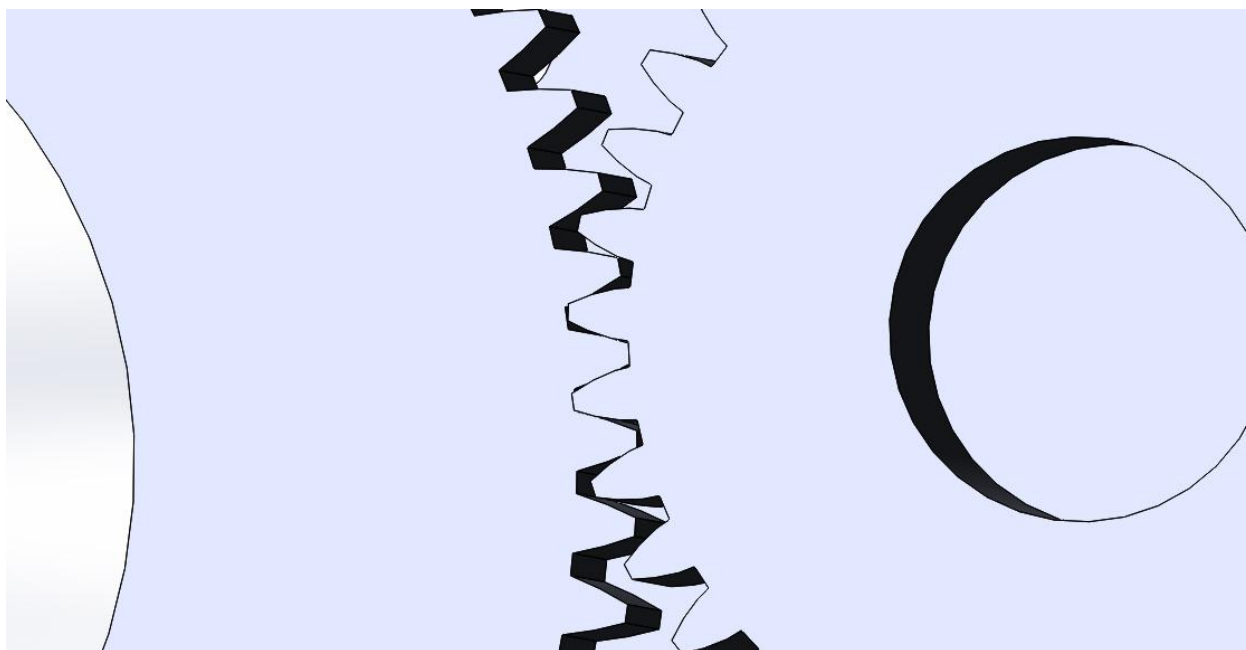


б)

Рисунок 11.1. – Модель планетарной передачи с однопарным зацеплением:
а) Общий вид б) Зона контакта зубьев



а)

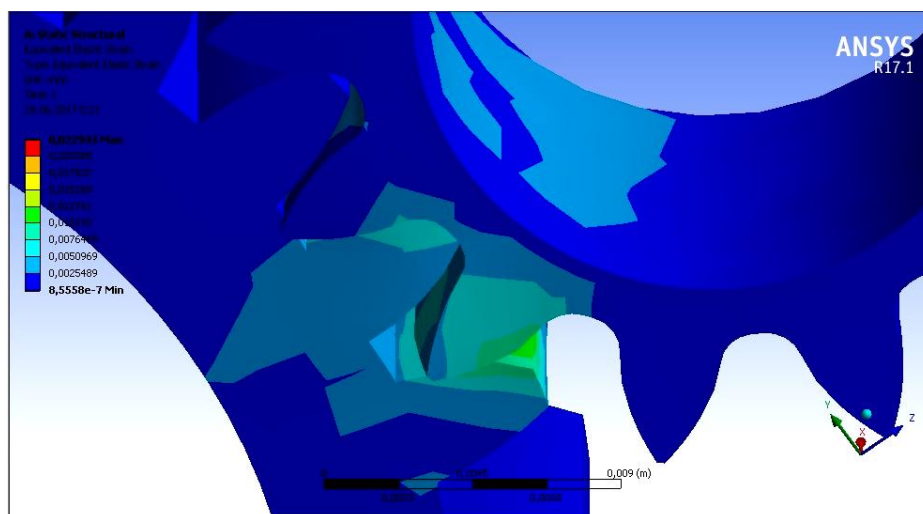


б)

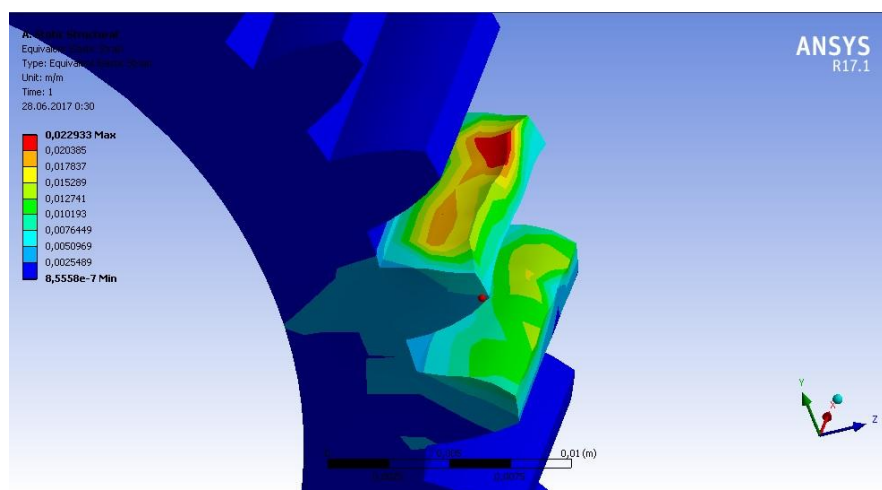
Рисунок 11.2. – Модель планетарной передачи с многопарным зацеплением:
а) Общий вид; б) Зона контакта зубьев

12 Расчет контактных и изгибных напряжений в программном комплексе ANSYS

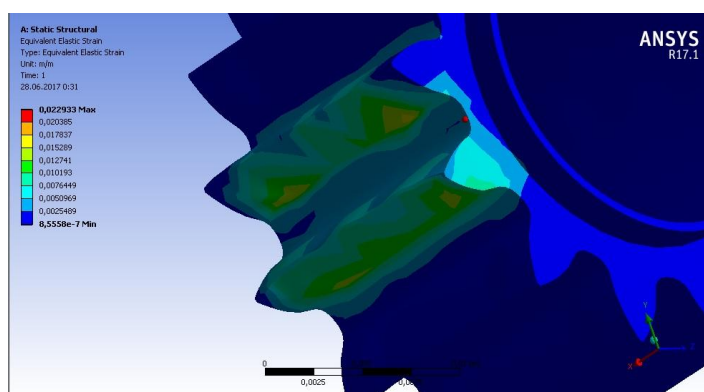
Однопарное зацепление



а)



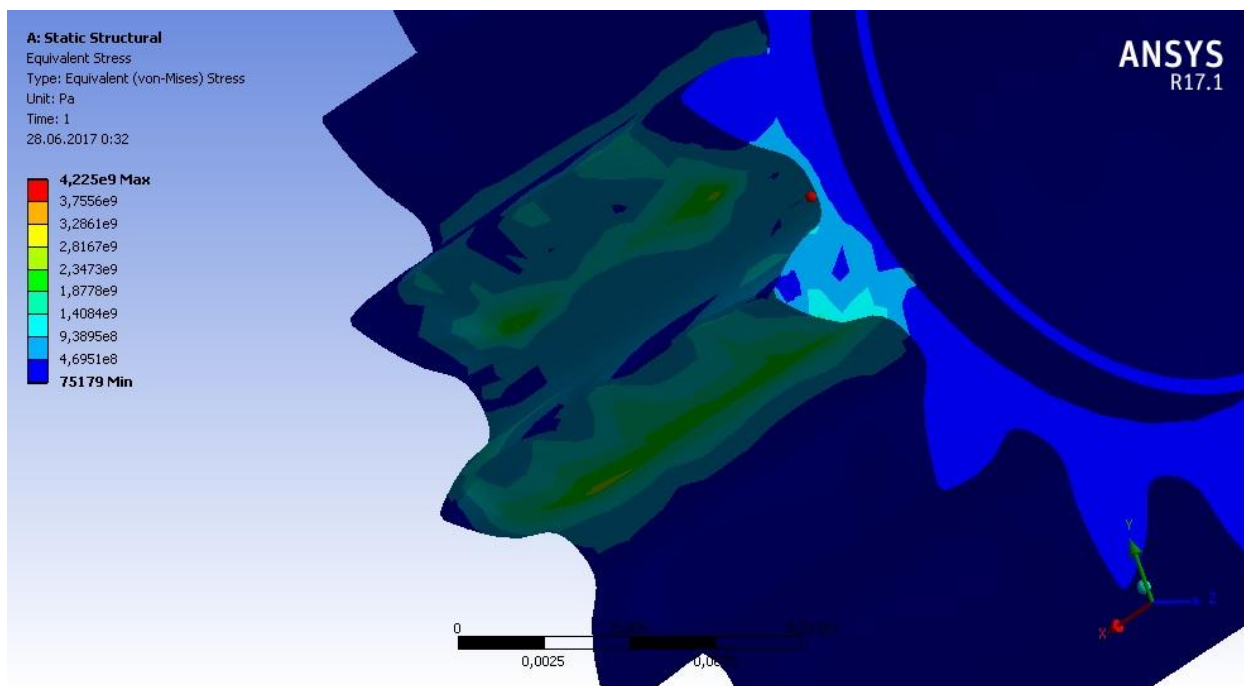
б)



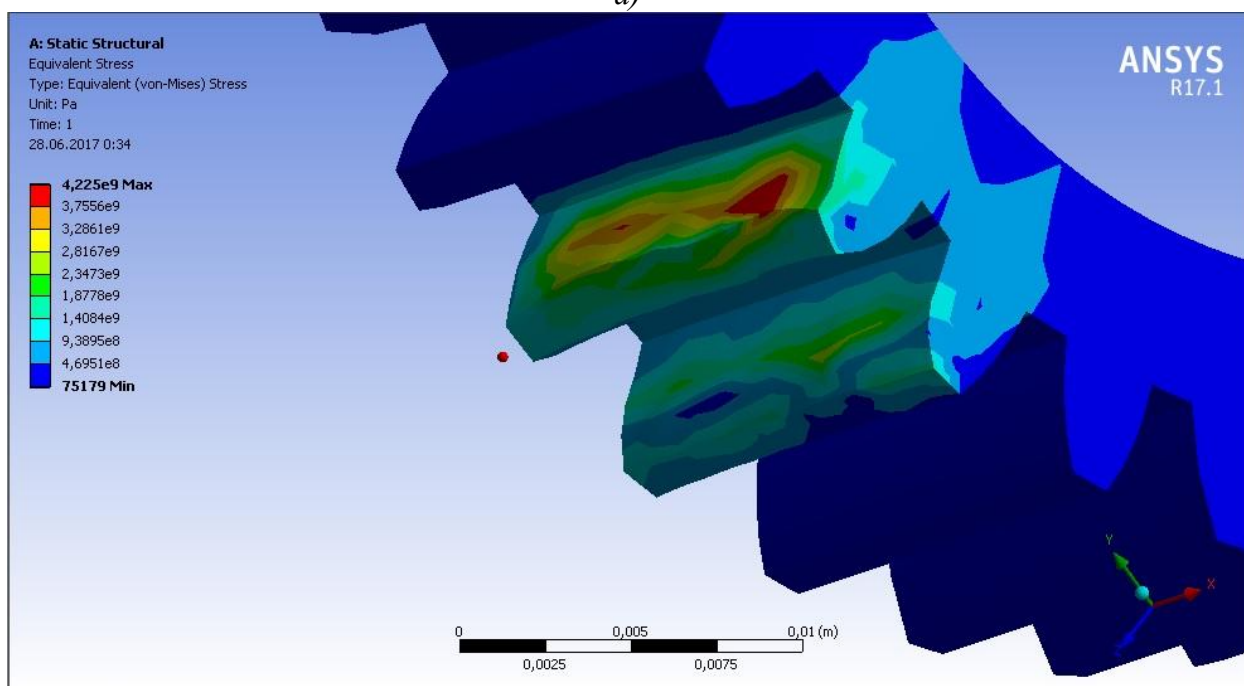
в)

Рисунок 12.1 – Эквивалентная эластичная деформация

а) Общий вид; б) Сателлит; в) Солнечная шестерня

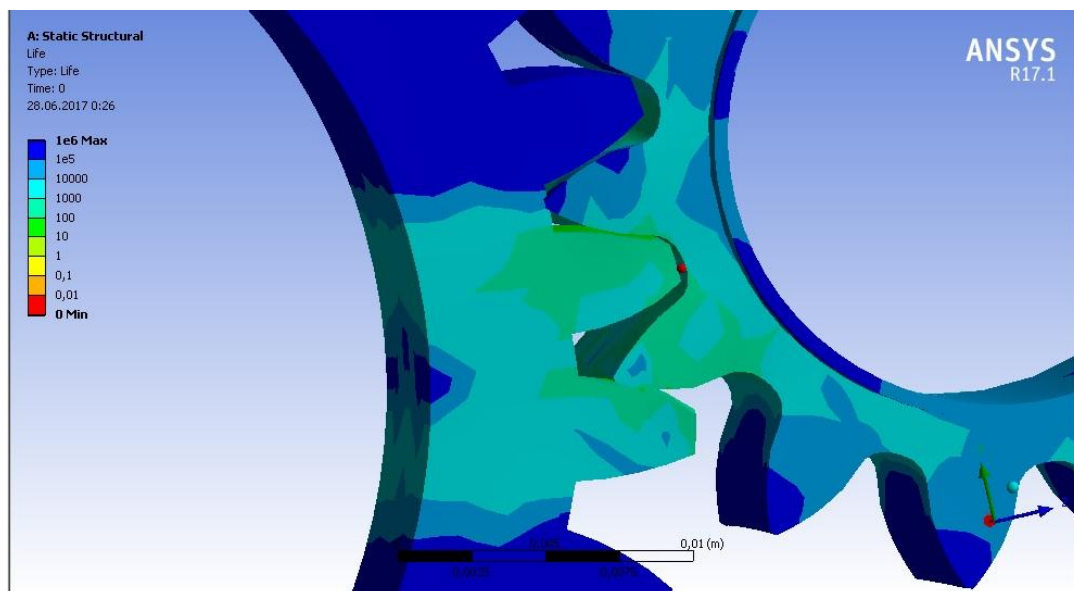


a)

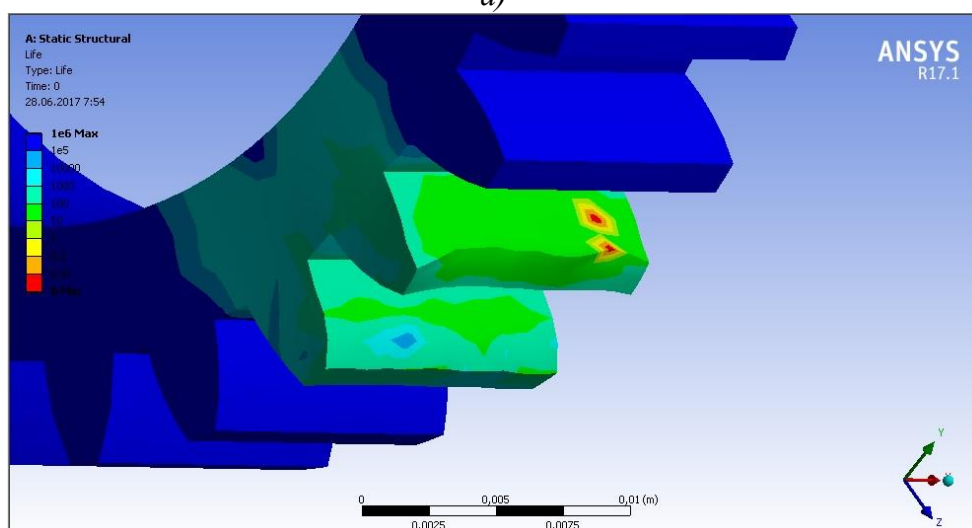


б)

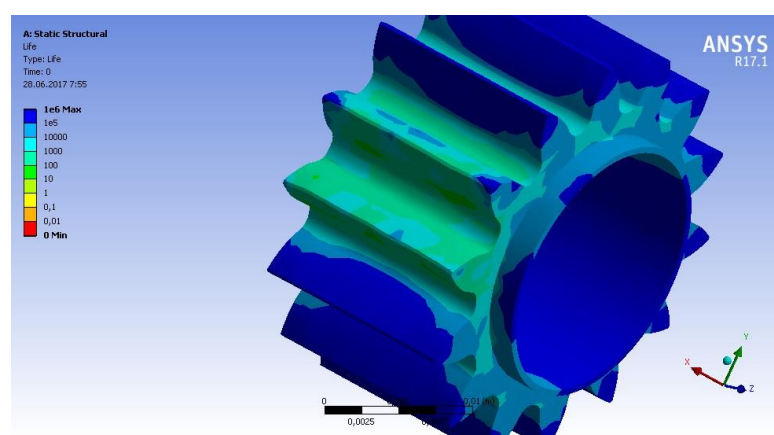
Рисунок 12.2 – Эквивалентные напряжения а) Солнечная шестерня б) Сателлит



а)



б)



в)

Рисунок 12.3 –Жизнь а) Общий вид; б) Сателлит; в) Солнечная шестерня

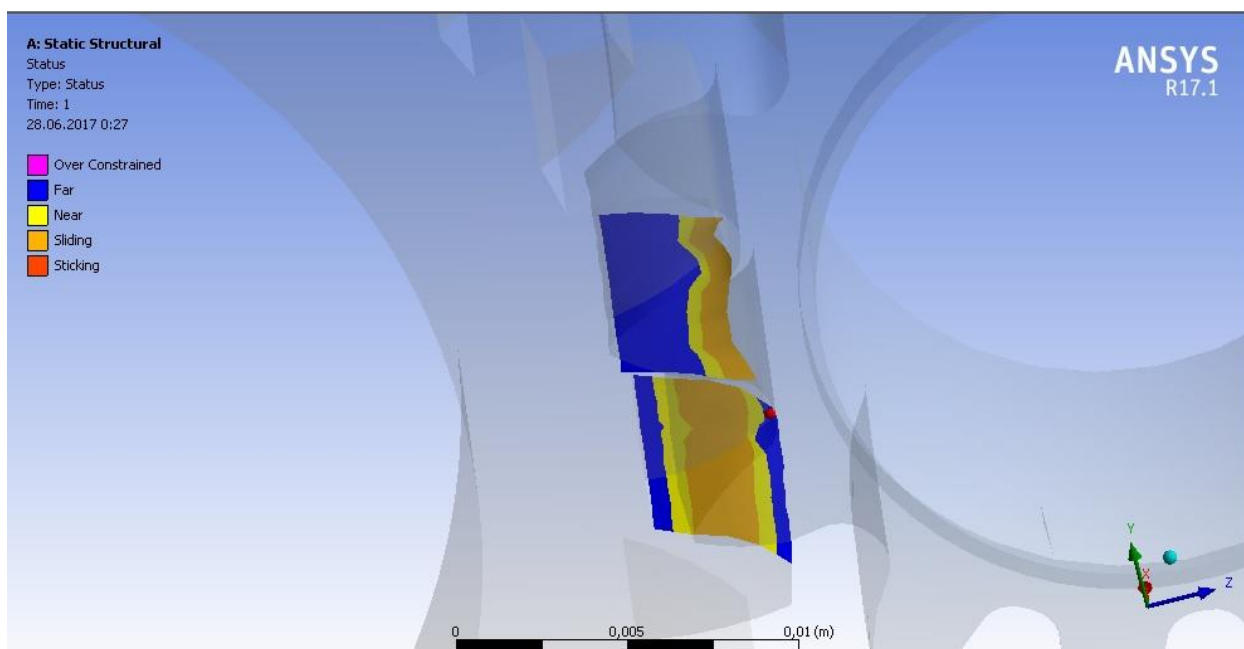


Рисунок 12.4 – Статус

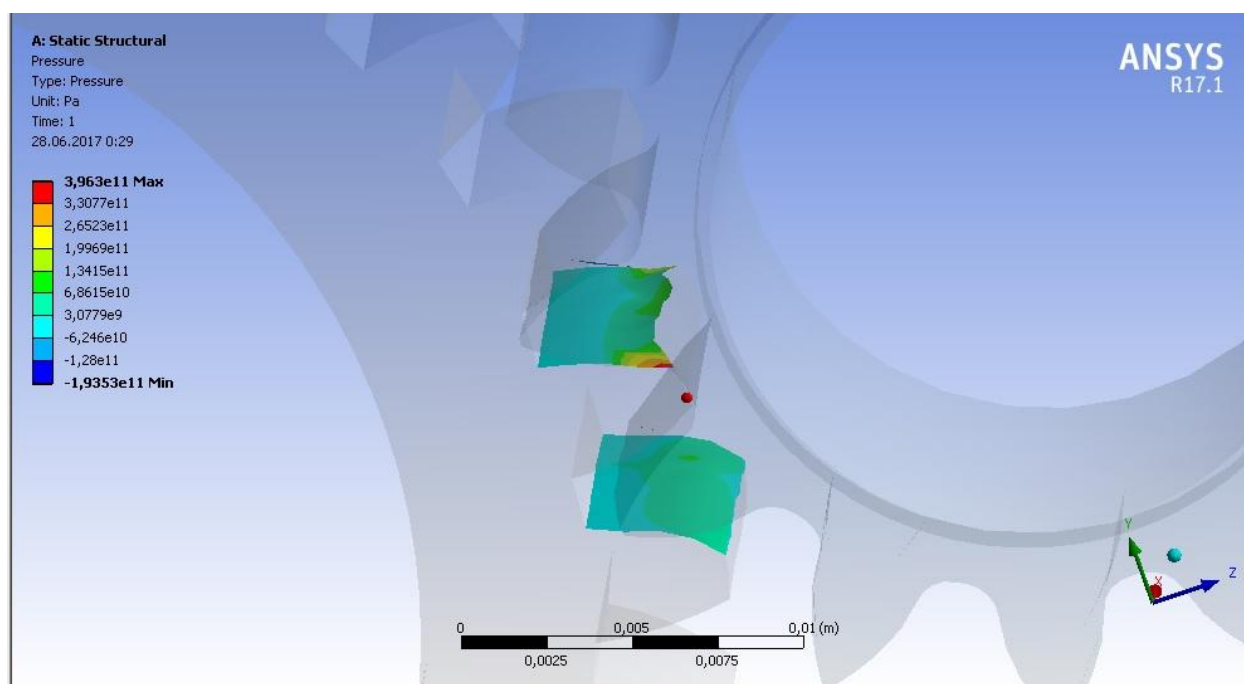
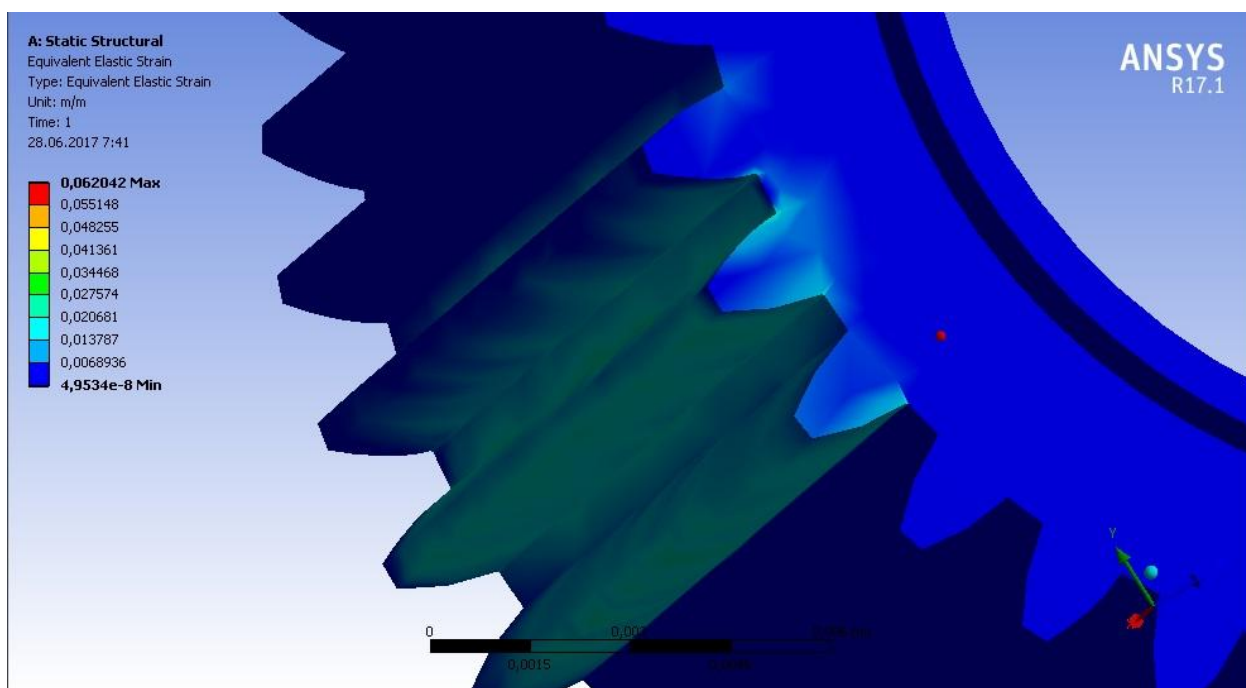
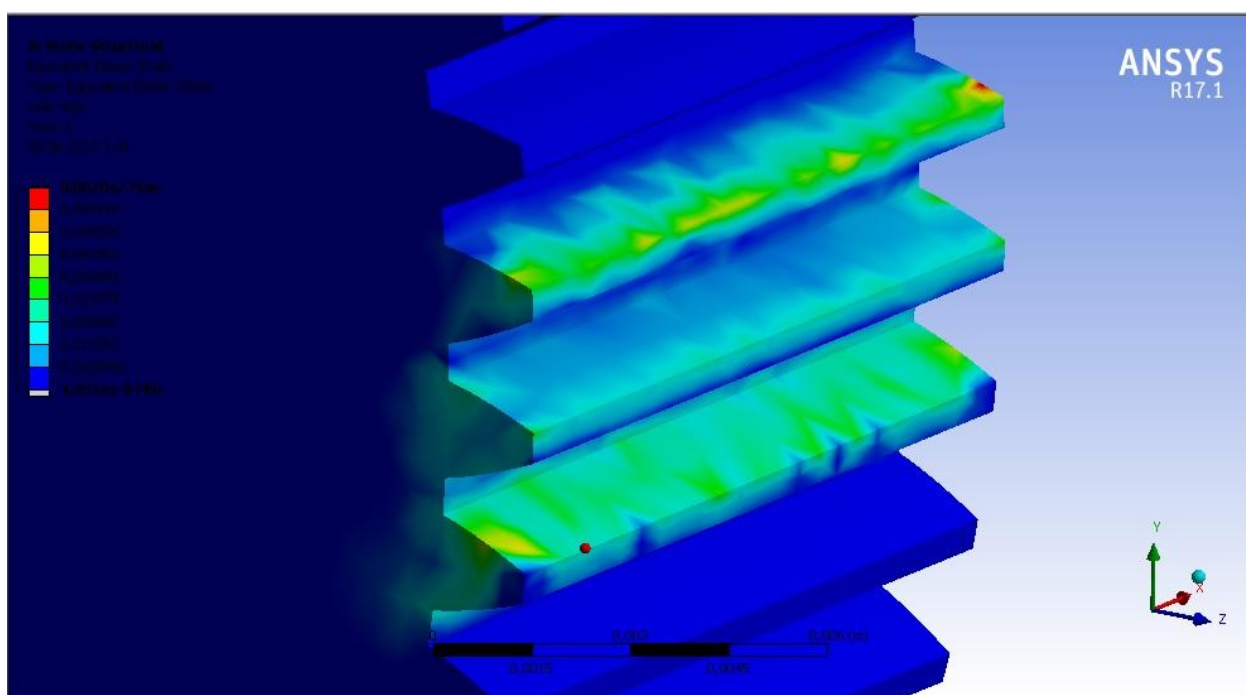


Рисунок 12.5 – Давление

Многопарное зацепление

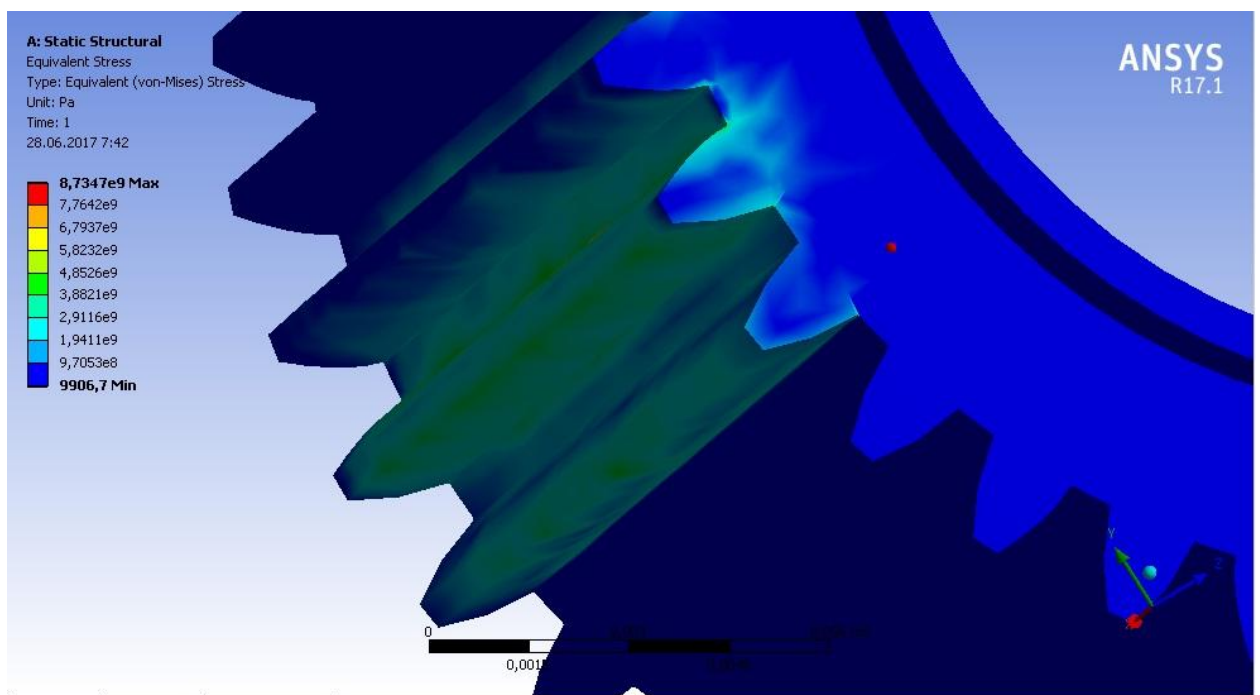


а)

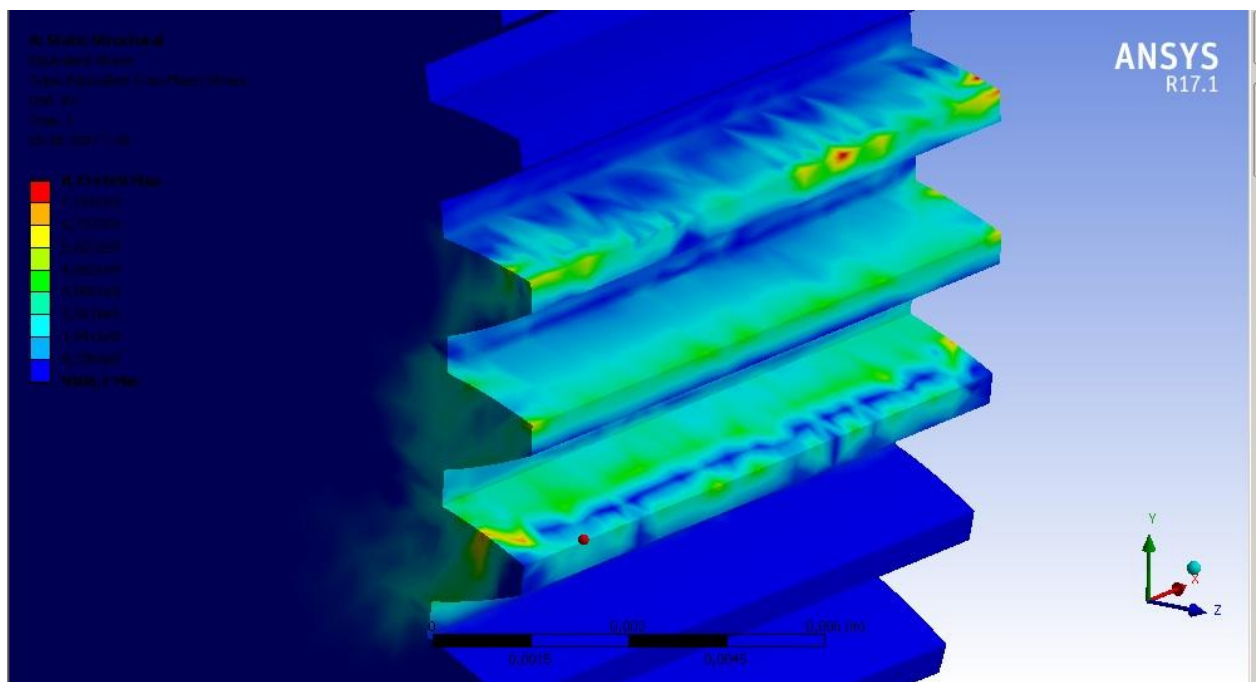


б)

Рисунок 12.6 – Эквивалентная эластичная деформация
 а) Солнечная шестерня); б) Сателлит



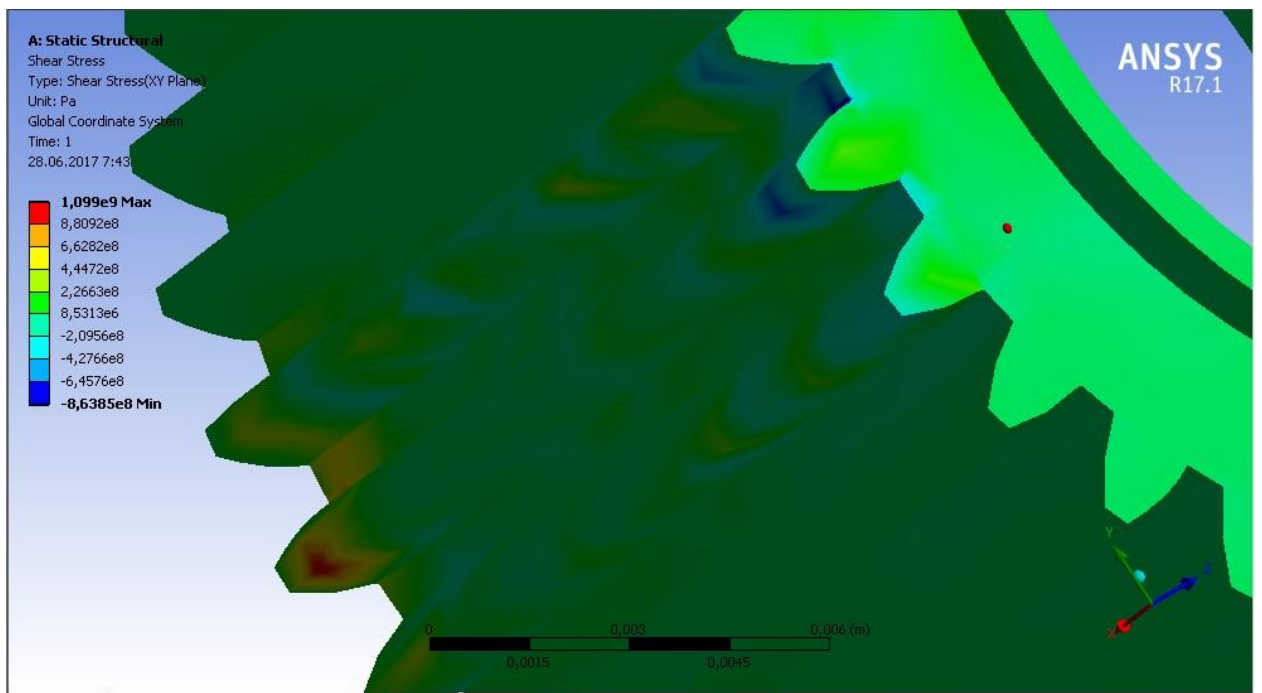
a)



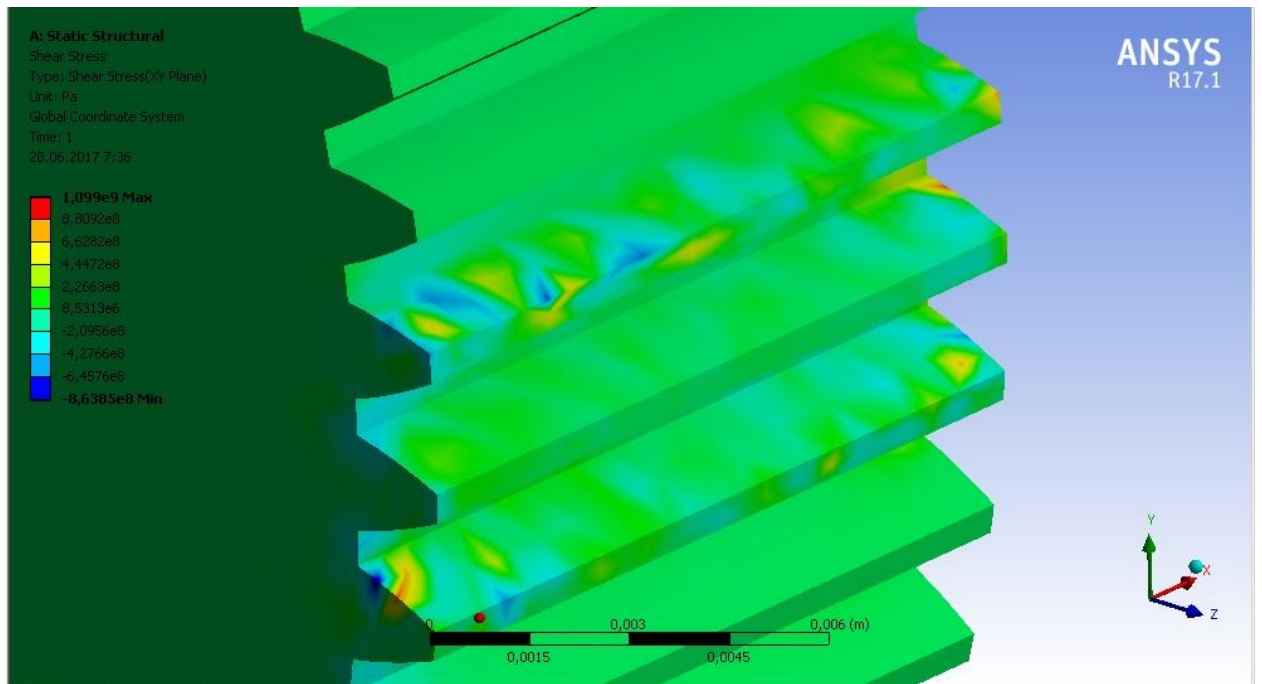
6)

Рисунок 12.7 – Эквивалентные напряжения *а) Солнечная шестерня б) Сателлит*

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

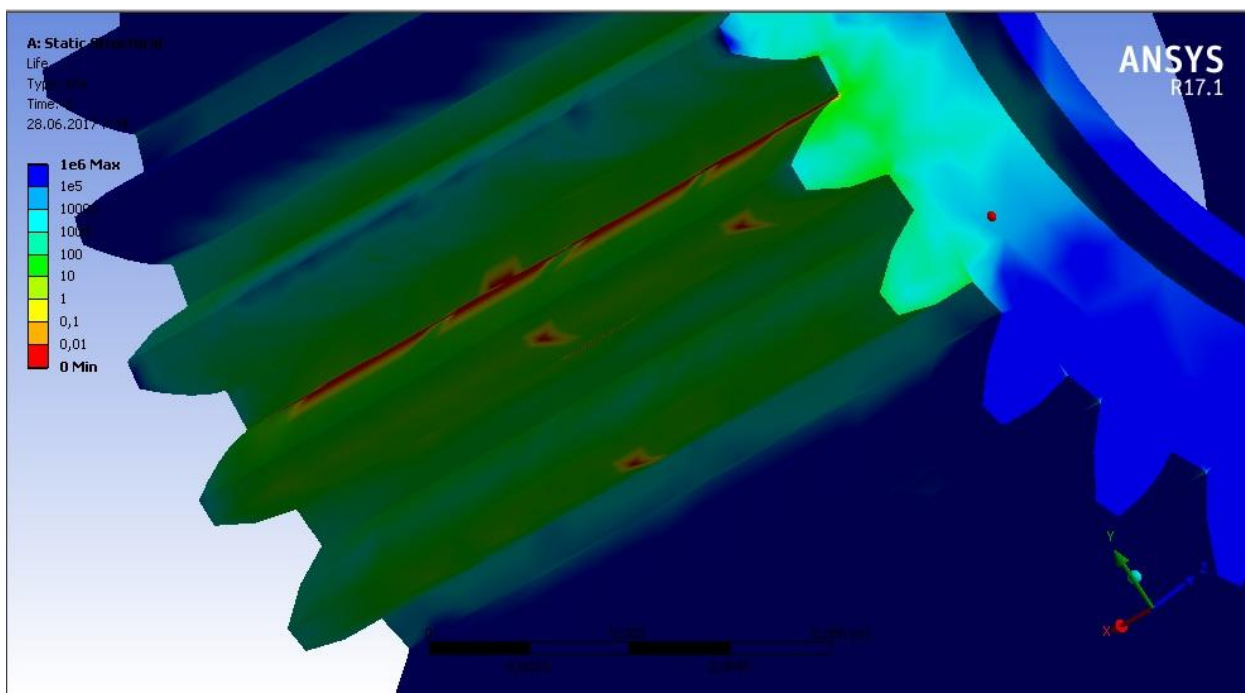


а)

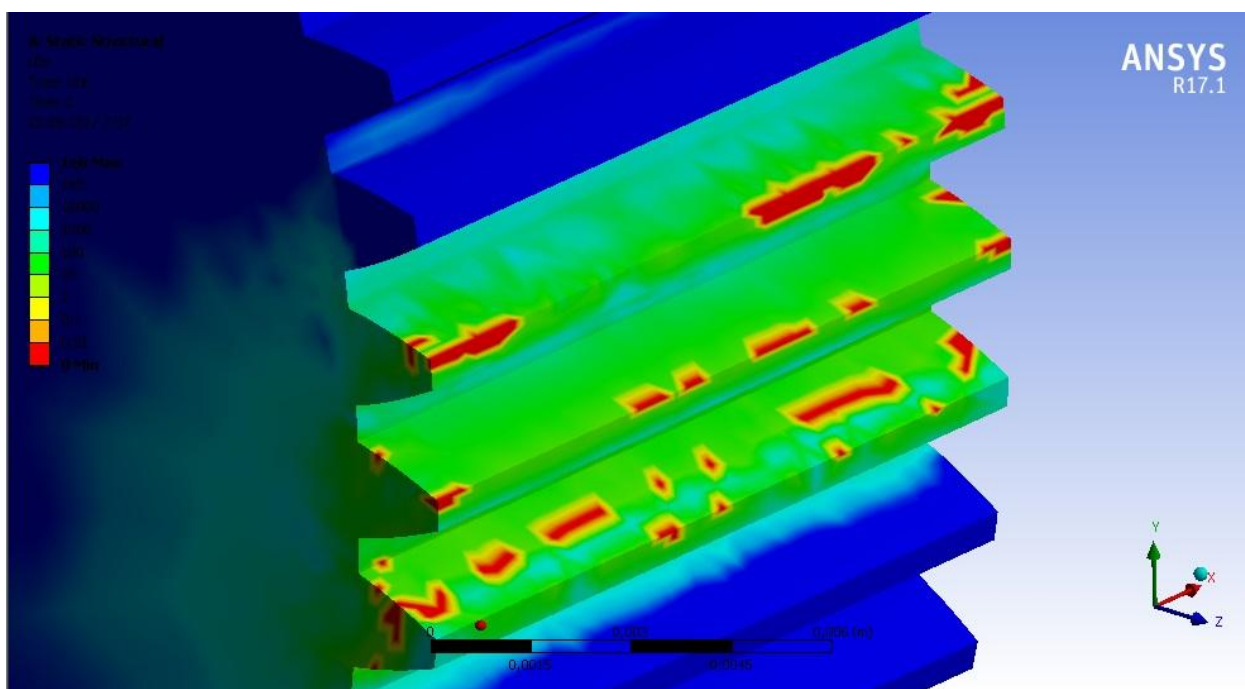


б)

Рисунок 12.8 – Напряжение сдвига а) Солнечная шестерня б) Сателлит



а)



б)

Рисунок 12.9 – Жизнь а) Солнечная шестерня); б) Сателлит

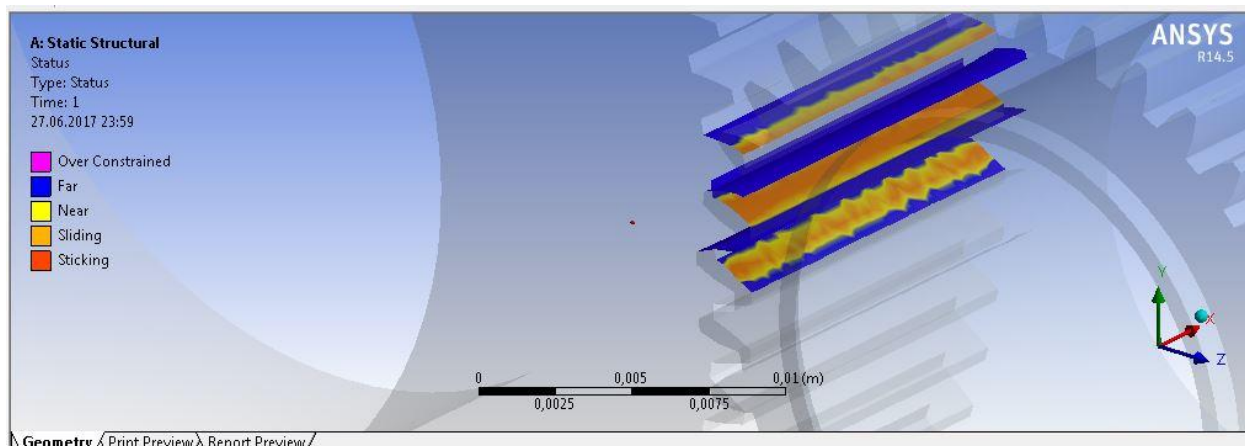


Рисунок 12.10 – Статус

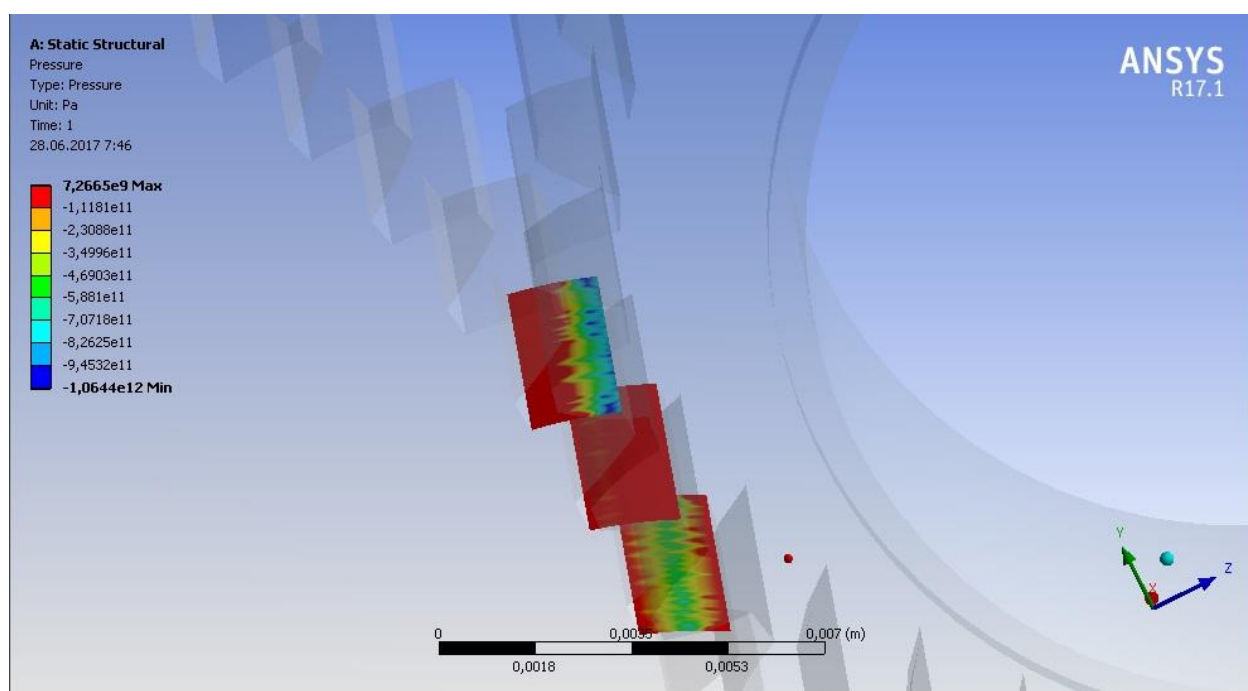


Рисунок 12.5 – Давление

13 Вывод о проделанной работе

Инженерным методом рассчитаны передачи с однопарным и многопарным зацеплением. Геометрические параметры: ширина венца, ширина зубчатых колес не изменились.

По полученным данным построены 3D модели, подтвердившие правильность расчетов.

Расчет контактных напряжений в однопарном и многопарном зацеплении инженерным методом показал, что многопарное зацепление имеет меньшие контактные напряжения:

Допустимые контактные напряжения для однопарного зацепления:

Для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 116,49 \text{ МПа}$$

Для сателлитов:

$$\sigma_{F2} = 120,27 \text{ МПа}$$

Для венца:

$$\sigma_{F3} = 124,87 \text{ МПа}$$

Предел контактной выносливости материала на активных поверхностях зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжения:

Для шестерни:

$$\sigma_{H1} = 905,78 \text{ МПа}$$

Для сателлитов:

$$\sigma_{H2} = 935,14 \text{ МПа}$$

Для венца:

$$\sigma_{H3} = 437,175 \text{ МПа}$$

Расчет напряжений методом конечных элементов в программном ANSYS Workbench, показал, что значения напряжений отличаются от инженерного расчета не более 10%.

Анализ показал картинки расчетов, нормальных, эквивалентных, контактных напряжений. (Раздел 12). Увеличение контактной выносливости, увеличение нагрузочной способности, улучшение плавности хода, большая изгибная выносливость вследствие перераспределения нагрузки между зубьями.

Благодаря уменьшению модуля зубчатой передачи габариты передачи остаются прежними, нагрузочная способность при этом значительно увеличивается. Что приводит к снижению затрат на изготовление.

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.З.Мельников Зубчатые передачи с многопарным зацеплением. Учебное пособие. Москва 2006. – 60 с
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Ленинград «Машиностроение». Ленинградское отделение: 1977 год. – 536 с
3. Ступин В.В. Проектирование и результат испытаний передач многопарного зацепления трансмиссии тракторов «Беларус». Поступила 10.10.2012 – 6 с
4. Д.Т. Бабичев, А.И. Смовж, А.В. Кривошея Синтез современных цилиндрических прямозубых эвольвентных передач в курсе "Прикладная механика" Поступила 14.05.2015 – 5 с
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Москва «Высшая школа» 2004 год. – 452 с
6. Стандарт организации «Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности» от 2014 года, № СТО 4.2-07-2014

					БР - 15.03.03 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64